N° d'enregistrement
au C.N.R.S.
A.0.12.882

THESE de DOCTEUR-INGENIEUR

présentée

à l'Université Pierre et Marie CURIE

- PARIS 6 -

par Monsieur HAMID Ahmed

pour obtenir le titre de DOCTEUR-INGENIEUR

SUJET DE LA THESE : EMULSION EAU-FUEL
et EMULSION EAU FUEL-COMBUSTIBLE
POUR MOTEURS A POLLUTION AMBIANTE
REDUITE

Soutenue le 29 JUIN 1976

devant le jury composé de :

Messieurs	R. SIESTRUNCK	Président
	R. VICHNIEVSKY	Examinateur
	R. CRABOL	Rapporteur

N° d'enregistrement
au C.N.R.S.
A.0.12.882

THESE de DOCTEUR-INGENIEUR

présentée

à l'Université Pierre et Marie CURIE

- PARIS 6 -

par Monsieur HAMID Ahmed

pour obtenir le titre de DOCTEUR-INGENIEUR

SUJET DE LA THESE : EMULSION EAU-FUEL
et EMULSION EAU FUEL-COMBUSTIBLE
POUR MOTEURS A POLLUTION AMBIANTE
REDUITE

Soutenue le 29 JUIN 1976

devant le jury composé de :

Messieurs	R. SIESTRUNCK	Président
	R. VICHNIEVSKY	Examinateur
	R. CRABOL	Rapporteur

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

A ma Chère Femme ABLA
pour son affectueux soutien.

A mon Père et à ma Mère
avec ma profonde reconnaissance.

A mes enfants SORAYA et MAYA
avec toute mon affection.

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41548118_0029

Le travail présenté ici a été réalisé au Laboratoire de Mécanique Physique de l'Université de PARIS VI, sous la direction de Monsieur le Professeur VICHNIEVSKY à qui j'exprime ma très profonde gratitude pour les conseils et les encouragements qu'il m'a sans cesse prodigués.

Je remercie Monsieur SIESTRUNCK, Professeur à l'Université PARIS VI et Monsieur CRABOL, Professeur à l'I.U.T. de VILLE D'AVRAY et Chef du Département Génie Thermique, d'avoir bien voulu faire partie de mon Jury de Thèse et pour les conseils qu'ils m'ont donnés.

Je remercie vivement les Sociétés BUDI - GROSSOL pour leur collaboration efficace, et principalement Monsieur PAROIS.

J'exprime mes remerciements sincères au personnel du Laboratoire et en particulier à Monsieur A. AHMED, d'avoir bien voulu m'aider dans la réalisation et la rédaction de cette thèse, et Madame BAGUR qui a assuré la mise en page et la dactylographie, ainsi que Monsieur DOUAT pour le tirage et la reliure.

TABLE DES MATIERES

EMULSION EAU-FUEL

EMULSION EAU-FUEL, COMBUSTIBLE AUX MOTEURS

A POLLUTION AMBIANTE REDUITE

Pages

INTRODUCTION 1

CHAPITRE I - MECANISME DE FORMATION DES SUSBSTANCES NOCIVES DANS LES CYLINDRES DU MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION.

1 - Les principaux polluants dans les cylindres des moteurs à allumage par compression 4

2 - Oxydation partielle des hydrocarbures 4

3 - Mécanisme de formation d'aldéhydes 5

4 - Mécanisme de formation d'oxyde de carbone et de suie 6

4.1. Considérations générales sur la formation d'oxyde de carbone et de suie 6

4.2. Formation d'oxyde de carbone dans le moteur à allumage par compression 6

4.3. Formation de suie dans le moteur à allumage par compression 8

5 - Mécanisme de la formation des oxydes d'azote 10

5.1. Etude analytique du mécanisme de la formation d'oxyde d'azote 11

5.2. Formation d'oxydes d'azote supérieurs 14

6 - Exploitation des expressions des vitesses de formation d'oxyde d'azote 15

7 - Influence des différents facteurs sur l'émission des substances nocives avec les gaz d'échappement 16

8 - Moyens d'action sur la formation des polluants dans le moteur à allumage par compression 17

9 - Effet de l'eau sur l'émission de polluants 17

9.1. Action sur la formation de suie 18

9.2. Action sur la formation d'oxydes d'azote 18

..../

Pages

CHAPITRE II - APPAREILLAGE ET CARACTERISTIQUES DES EMULSIONS UTILISEES.

1 - Appareillage 21

1.1. Indicateurs de pression et du délai d'inflammation 21δ

1.2. Analyseurs des gaz 21

1.3. Evaluation des imbrûlés solides 23

2 - Détermination de la richesse par analyse de gaz 23

3 - Expression des teneurs en masse par unité de puissance et de temps 24

4 - Caractéristiques techniques des moteurs utilisés 26

5 - Caractéristiques des émulsions eau-fuel utilisées 27

5.1. La qualification des émulsions 27

5.2. Comportement de l'émulsion lors de l'injection.. 28

CHAPITRE III - EMPLOI DE L'EMULSION EAU-FUEL EN INJECTION DIRECTE ET PULVERISATION DE L'EAU DANS LE COLLECTEUR D'ADMISSION.

1 - Programme d'essais 30

2 - Détermination de l'avance optimale à l'injection et des réglages favorables des moteurs pour chaque quantité d'eau 30

3 - Caractéristiques de fonctionnement du moteur (A) (chambre ouverte) 31

3.1. Influence des émulsions eau-fuel et de l'avance à l'injection sur les performances du moteur 31

3.2. Influence des émulsions eau-fuel et de l'avance à l'injection sur l'émission de polluants..... 32

3.3. Influence des émulsions eau-fuel sur le délai d'inflammation 33

3.4. Effet des émulsions sur la pression maximale de cycle et la montée en pression 34

3.5. Influence des émulsions eau-fuel sur la consommation spécifique indiquée et le déroulement de combustion 35

...../

CHAPITRE III (suite)

Pages

4 - Influence des émulsions eau-fuel sur les émissions de polluants du moteur (A) 36

4.1. Emission d'oxyde d'azote 36

4.2. Emission d'oxyde de carbone 37

4.3. Emission de suie à l'échappement 37

4.4. Etude des variations de la concentration et de l'émission spécifique de NO et CO en fonction de la charge pour le fuel et l'émulsion à 20 % d'eau 38

4.5. Variation des coefficients de réduction de polluants avec l'émulsion à 20 % d'eau 39

5 - Pulvérisation de l'eau dans le collecteur d'admission du moteur (A) 39

5.1. Caractéristiques de fonctionnement 40

5.2. Emission des polluants 41

6 - Pulvérisation de l'eau oxygénée à l'admission et à l'échappement 41

7 - Essais d'endurance 42

8 - Etude comparative des modes de réduction de polluants utilisés dans le moteur (A) 43

9 - Conclusions 44

CHAPITRE IV - EFFET DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION, DU MODE DE REFROIDISSEMENT, ET DE LA SURALIMENTATION.

Possibilités d'adaptation du procédé aux différents types de moteurs 46

1 - Effet de la forme de la chambre de combustion, moteur (B) (Préchambre) 46

1.1. Caractéristiques de fonctionnement 46

1.2. Emission à l'échappement 48

2 - Effet de refroidissement par air, moteur (C) 49

2.1. Caractéristiques de fonctionnement 49

2.2. Emission à l'échappement 51

...../

Pages

CHAPITRE IV (suite)

2.3. Comparaison des caractéristiques de fonctionnement et des émissions à l'échappement des émulsions 0 et 20 % en fonction de la vitesse de rotation à pleine charge 51

3 - Effet de la suralimentation, moteur (D) 53

3.1. Caractéristiques de fonctionnement 53

3.2. Emission à l'échappement 54

3.3. Pulvérisation d'eau à l'admission 54

CHAPITRE V - COMPARAISON DES RESULTATS ET INTERPRETATION

1 - Constatations générales 57

2 - Comparaison des consommations et des émissions de polluants pour les moteurs d'essais 58

3 - Interprétation des résultats..... 59

3.1. Les phases de la combustion dans le moteur à allumage par compression 59

3.2. Influence de l'eau sur les caractéristiques de fonctionnement et les émissions à l'échappement 59

CONCLUSION

ANNEXE I

1 - Dérivation détaillée de l'expression de la vitesse de formation de NO 64

2 - Calcul du rapport de réduction à l'équilibre de NO en présence d'eau 67

2.1. Calcul de la température théorique et des produits de combustion avec le fuel pur 67

2.2. Calcul de la température théorique et des produits de combustion avec 25 % d'eau dans le combustible 69

...../

Pages

ANNEXE II - ETUDE DE LA VARIATION DU DELAI D'INFLAMMATION AVEC L'INJECTION D'EMULSION EAU-FUEL.

1 - Définition du délai d'inflammation 73

2 - Effet de la pression d'air sur le délai d'inflammation... 73

3 - Résultats expérimentaux 74

3.1. Moteur (B) à chambre de turbulence 74

3.2. Moteur (D) suralimenté 75

BIBLIOGRAPHIE

N O T A T I O N S

D.V.	Degré vilebrequin	
A.O.	Avance optimale à l'injection	(D.V.)
$(\frac{A}{C})_o$	Pouvoir comburivore	
C_s	Consommation spécifique	(g/ch.h.)
K	Coefficient de vitesse de réaction	(cm^3/mole.sec.)
N	Vitesse de rotation du moteur	(t/mn)
n	Nombre de mole	
NO_x	Teneur volumique d'oxydes d'azote globaux dans les produits de combustion secs (en g ch^{-1} h^{-1} ou en P.P.m.)	
NO	Teneur volumique d'oxyde nitrique	g ch^{-1} h^{-1} ou en P.P.m.)
P	Puissance développée	(ch)
p	Pression dans le cylindre	(bar)
P_c^i	Pouvoir calorifique inférieur	(Kcal/mole)
P.M.H.	Point mort haut	
$\frac{dp}{dt}$	Montée en pression	(bar/ms)
r	Richesse du mélange air-combustible	
t	Temps	(sec)
T	Température	(°K)
U	Energie interne	(Kcal/mole)
V	Volume	(m^3)
X	Concentration de l'espèce X	
α	Rapport d'excès d'air	
γ	Rapport moyen des chaleurs spécifiques de l'air	
ε	Taux de compression volumétrique	
φ	Angle de rotation du vilebrequin	(D.V.)
τ	Délai d'inflammation	(D.V.)
ρ	Rapport de réduction de polluants	
λ	Chaleur de vaporisation de l'eau	(Kcal/mole)

I N T R O D U C T I O N

Il est important, pour conserver à l'atmosphère sa pureté, de limiter l'émission des polluants provenant de l'échappement des moteurs à allumage par compression, notamment les oxydes d'azote et la suie.

La diminution des concentrations de ces polluants, peut être atteinte, soit par l'introduction des mesures techniques dans le système d'échappement (neutralisateurs), soit en agissant directement sur les phénomènes de formation des polluants dans les cylindres.

Parmi les différentes méthodes de cette dernière solution, nous avons choisi l'introduction d'eau dans le cycle du moteur : soit en injectant l'eau dans la chambre de combustion sous forme d'émulsion eau-fuel, soit en pulvérisant l'eau dans la tuyauterie d'admission.

L'introduction d'eau dans les foyers des machines thermiques, en vue d'améliorer le rendement, a été envisagée depuis longtemps.

Des travaux effectués sur les turbines à gaz où l'eau est introduite, soit dans la chambre de combustion, soit dans l'air avant ou après le compresseur, montrent qu'il est possible d'augmenter légèrement le rendement thermique et d'abaisser la température des gaz à l'échappement ce qui a permis des surpuissances allant jusqu'à 20 % de la puissance nominale des installations étudiées [1] à [4].

Plus récemment, et avec l'extension des recherches contre la pollution atmosphérique, sont apparues certaines réalisations basées sur l'utilisation d'eau dans les foyers des brûleurs à flux continu. Dans ce cas, l'intérêt a essentiellement porté sur l'émission dans les gaz d'échappement des particules de carbones, " suies ", dont le poids est de loin le plus important parmi les espèces polluantes. En utilisant des émulsions eau-fuel comme combustible, une réduction importante des suies (de l'ordre de 80 %) a été obtenue [5] [6].

Du fait du fonctionnement en mélange riche, les principaux polluants, dans le cas du moteur à allumage commandé, sont l'oxyde de carbone et les hydrocarbures imbrûlés. Il ne semble pas que l'eau puisse apporter quelques améliorations dans ce domaine. L'émission des oxydes d'azote n'est pas critique dans la plupart des moteurs à

..../

allumage commandé, néanmoins l'eau contribue à réduire cette émission d'une manière efficace [7] . L'eau, par contre, peut repousser les limites de la détonation, ce qui permet un fonctionnement plus sévère. Le gain de puissance ainsi obtenu peut dépasser 10 % [8] .

L'effet bénéfique de l'eau, introduite dans les cylindres des moteurs à allumage par compression, sur les émissions à l'échappement d'oxyde d'azote et de suie a été signalé par plusieurs auteurs. Une réduction importante de NO_x (de l'ordre de 50 %) peut être obtenue lorsque l'eau est pulvérisée à l'admission des moteurs à injection directe [9] à [12] . Dans le cas d'un moteur à chambre de turbulence, la réduction de NO_x est moins importante, ceci malgré la quantité d'eau importante introduite [13] . La fumée à l'échappement d'un moteur de type M, diminue nettement lorsque le combustible est remplacé par des émulsions eau-fuel [14] . De même celles ci semblent réduire efficacement les émissions de NO_x pour le même moteur [15] .

Il semble donc que l'effet produit par l'introduction d'eau sur les émissions polluantes des moteurs à allumage par compression dépend de la façon dont l'eau est introduite dans le cylindre et surtout du type de moteur. Ainsi, nous nous proposons de rechercher les limites de fonctionnement (performances, caractéristiques de l'inflammation et émission à l'échappement) avec introduction d'eau pour chaque type de moteur à allumage par compression rapide actuel (injection directe ou chambre de turbulence moteur suralimenté ou non).

Dans un premier temps nous avons procédé à l'injection des émulsions eau-fuel avec plusieurs pourcentages d'eau allant jusqu'à 66 % de la masse du combustible, et à la pulvérisation d'eau ordinaire à l'admission jusqu'à 180 % de la masse du combustible, dans un moteur à injection directe et à aspiration naturelle, pour étudier l'influence de ces méthodes sur les performances de fonctionnement et l'émission des polluants à l'échappement.

Les résultats obtenus nous ont montré que seule les émulsions eau-fuel peuvent réduire les émissions des polluants d'une manière efficace. Ainsi, nous nous sommes bornés à appliquer cette méthode sur les différents types de moteurs à allumage par compression, tant par leur géométrie que par leur mode de refroidissement, et de conditions d'admission.

CHAPITRE I

MECANISME DE FORMATION DES SUBSTANCES NOCIVES DANS LES CYLINDRES DU MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION

1 - LES PRINCIPAUX POLLUANTS DANS LES CYLINDRES DES MOTEURS A ALLUMAGE PAR COMPRESSION.

A la base des conceptions actuelles des phénomènes de combustion dans le cylindre du moteur à allumage par compression se trouvent les théories d'inflammation thermique en chaîne à phases multiples des hydrocarbures [19]. Ce type d'inflammation peut conduire à la formation des produits intermédiaires nuisibles.

Sans approfondir le mécanisme physicochimique complexe de la combustion, on se limitera seulement à une brève revue des substances nuisibles qui en résultent. Ces substances sont essentiellement des hydrocarbures partiellement oxydés, des aldéhydes, l'oxyde de carbone, carbone solide -suie, et les oxydes d'azote.

Ces différents polluants résultant de processus chimiques, les mécanismes de leur formation présentent donc un caractère essentiellement cinétique; toutefois des facteurs d'ordre physique (transfert thermique, diffusion aérodynamique de l'écoulement) jouent également un rôle non négligeable.

2 - OXYDATION PARTIELLE DES HYDROCARBURES

L'existence sur les parois de la chambre de combustion d'une couche limite, entraîne un ralentissement de la vitesse réactionnelle, et donc une diminution de la température moyenne de la flamme.

L'étendue de cette couche de " trempe " dépend de la composition du mélange air-combustible, de la température de la paroi, de la pression, du niveau de turbulence, et du rapport surface/volume de la chambre de combustion, c'est-à-dire de tout facteur capable d'influencer la diffusion de masse et de chaleur vers la paroi.

Cet effet de paroi est certainement une des causes les plus importantes de la présence d'imbrûlés dans les gaz d'échappement des moteurs à combustion interne.

...../

D'une façon générale, l'existence d'imbrûlés doit son origine à une triple cause, l'extinction à la paroi et dans les espaces morts, l'insuffisance d'oxygène qui joue un rôle thermodynamique aussi bien que cinétique, et l'insuffisance de la vitesse d'oxydation, qui entraîne un temps de réaction relativement long par rapport au temps de séjour réel dans la chambre de combustion.

3 - MECANISME DE FORMATION D'ALDEHYDES

Parmi les produits principaux du phénomène à flamme froide, qui précède le phénomène principal de combustion dans le cylindre du moteur, les aldéhydes occupent une place importante en apparaissant dans les premières phases de la réaction. L'augmentation de la concentration des aldéhydes se fait parallèlement grâce à l'accroissement de la vitesse de la réaction et semble déterminer la vitesse d'apparition des chaînes d'oxydation [19].

Dans la charge fraîche se trouvent les produits de combustion restant du cycle précédent, qui contiennent une faible proportion d'aldéhydes, et qui peuvent servir de source complémentaire et probablement principale d'aldéhydes primaires dans le cylindre du moteur.

Les aldéhydes réagissent ensuite directement avec l'oxygène formant des hydroperoxydes qui peuvent donner naissance aux radicaux libres sous l'effet de la rupture de la liaison peroxyde. Ces réactions ont lieu à une température relativement basse de l'ordre de 250° à 300°C. Avec l'accroissement de la température les aldéhydes traversent une série de phases où ils perdent progressivement le radical CH_2 en se transformant en aldéhydes plus simples. Ce phénomène s'accompagne d'oxydation du radical CH_2 jusqu'à l'oxyde de carbone et la vapeur d'eau et se termine par la formation de l'aldéhyde la plus simple de la série homologue.

La réaction globale du phénomène d'après B. LEWIS et G. ELBE [20] s'effectue de la manière suivante :

$$CH_3 \text{ .... } CH_2 - CH_2 - CHO \xrightarrow{O_2} CO + H_2O + CH_3 - CH_2 - CHO \xrightarrow{O_2}$$

$$CO + H_2O + CH_3 \text{ .... } CHO \xrightarrow{O_2} \text{ ....}$$

..../

Il a été remarqué que le rapport local oxygène/combustible joue un rôle déterminant pour la formation de l'aldéhyde, en augmentant sa concentration avec l'accroissement du rapport d'excès d'air global α . L'émission spécifique de l'aldéhyde décroît très rapidement avec l'augmentation de la température à l'échappement [21] . La quantité d'aldéhyde qui reste à l'échappement est très faible, car elle est oxydée aisément suivant la réaction globale :

$$H\,CHO + \frac{1}{2}\,O_2 \longrightarrow CO + H_2O$$

4 - MECANISME DE FORMATION D'OXYDE DE CARBONE ET DE SUIE.

4.1. Considérations générales sur la formation d'oxyde de carbone et de suie

La combustion incomplète des combustibles dans les moteurs à allumage par compression, du point de vue chimique est évaluée essentiellement par l'émission de la suie et de l'oxyde de carbone. On peut supposer que des profondes modifications chimiques des hydrocarbures du combustible commencent et se terminent avant que ne se produise un mélange suffisamment complet du combustible et de l'air. Autrement dit les phénomènes de fractionnement et d'oxydation primaire des molécules des hydrocarbures ont lieu dans la zone autour de la goutte du combustible caractérisée par le coefficient d'excès d'air local α inférieur à celui du seuil de formation de la suie dans un mélange homogène. Ainsi même, avec les valeurs de l'excès d'air moyen α dépassant le seuil de formation de la suie, l'émission de cette dernière au cours de la combustion peut être très notable.

4.2. Formation d'oxyde de carbone dans le moteur à allumage par compression

On constate d'après le schéma d'oxydation des hydrocarbures examiné plus haut, que l'oxyde de carbone se présente comme un produit intermédiaire qui résulte essentiellement de la transformation et de la décomposition des aldéhydes.

En effet, dans le moteur à allumage par compression, deux mécanismes de formation de l'oxyde de carbone sont probables. Le premier a lieu dans les zones où le mélange air-combustible est pauvre; et le deuxième dans celles où le mélange est riche.

La teneur en oxyde de carbone dans les zones de mélange pauvre est très

..../

faible. Le mécanisme de sa formation est principalement contrôlé par la cinétique chimique; ce mécanisme est basé sur le fait que le mélange pauvre est incapable d'assurer la propagation de la flamme même s'il est chauffé. La formation d'oxyde de carbone, et sa concentration dépend de la richesse du mélange et de sa température [22]. Le deuxième mécanisme de formation de CO dans le mélange riche semblerait être contrôlé en premier lieu dans le cas du moteur Diesel par le rapport air-combustible du mélange, et la concentration de l'oxyde de carbone est sensiblement proportionnelle à l'excès de carburants.

L'oxyde de carbone formé au cours de la combustion en présence d'un excès suffisant d'oxygène (caractéristique pour les moteurs à allumage par compression), entraîne la formation du gaz carbonique, en cas d'appoint d'oxygène ou lorsque la température diminue, suivant la réaction globale :

$$2\,CO + O_2 \longrightarrow 2\,CO_2$$

Il est vraisemblable que les radicaux OH constituent aussi une étape responsable de cette oxydation [23] .

$$CO + OH \longrightarrow CO_2 + H$$

La vitesse de formation a pour expression :

$$\frac{d[CO]}{dt} = 5{,}6 \times 10^{11} [CO][OH] \exp[-1080\ (\pm 500) / RT] \quad cm^3\ mole^{-1}\ sec^{-1}$$

où

$[CO]$ et $[OH]$	:	Concentrations molaires en CO et OH	mole / cm^3
T	:	température de réaction	°K
R	:	constante des gas	cal/mole °K

La concentration maximale de CO dans le cylindre du moteur à allumage par compression d'après les données du travail [24] représente 2 à 6 % et se situe entre les points de la pression maximale et de la température maximale.

L'oxyde de carbone brûle et, au début de l'échappement sa concentration ne dépasse pas 0,2 % .

...../

Grâce à la grande solidité de la liaison des atomes d'oxygène et de carbone dans la molécule de CO et à la haute barrière d'activation dans la réaction de décomposition, on considère la formation de CO au cours de l'oxydation des hydrocarbures comme un phénomène irréversible.

Différentes expressions empiriques de la vitesse d'oxydation du CO dans les produits de combustion ont été proposées, en fonction des concentrations molaires en CO, O_2 , H_2O et de la température. Le tableau suivant en présente quelques unes.

REFERENCES	
FRIEDMAN et CHYPHER	$d[CO]/dt = 231[CO]$
FENIMORE et JONES	$d[CO]/dt = 1{,}2.10^{12}[CO][O_2]\ \exp(-24000/RT)$
HOTTEL	$d[CO]/dt = 2{,}9.10^{10}[CO][O_2]^{0,35}[H_2O]^{0,4}\ \exp(-15000/RT)$
WILLIAMS	$d[CO]/dt = 1{,}8.10^{13}[CO][O_2]^{0,5}[H_2O]^{0,5}\ \exp(-25000/RT)$
FRISTROM et WESTENBERG	$d[CO]/dt = 4.10^{13}[CO][H_2O]^{0,5}[O_2]^{0,25}\ \exp(-45000/RT)$
DRYER et GLASSMAN	$d[CO]/dt = 4.10^{14}[CO][H_2O]^{0,5}[O_2]^{0,25}\ \exp(-40000/RT)$

4.3. Formation de suie dans le moteur à allumage par compression

Il existe plusieurs hypothèses, pour expliquer le mécanisme de formation de la suie dans les moteurs à allumage par compression, il est probable qu'aucune ne définit de manière exhaustive ce phénomène complexe. Mais d'une façon générale, la suie qui apparaît lors de la combustion est le résultat d'une réaction hétérogène qui est déclenchée par un processus de cracking, lequel se produit par manque d'oxydant à haute température, et qui est caractérisée par des phénomènes de déshydrogénation et de polymérisation. De plus le déroulement de ce processus est encore influencé par la pression, qui règne dans le cylindre, le rapport combustible/air, et par les caractéristiques du combustible [14] . Il semble aussi que les radicaux libres jouent un rôle important [20].

En effet, le cracking est l'oxydation se déroulent parallèlement, à partir du début de la combustion. Mais dans les zones de très faibles rapports d'excès d'air α,

...../

la réaction de cracking l'emporte sur l'oxydation surtout aux températures élevées.

Si l'on considère, de ce point de vue, la formation du mélange et la combustion dans le moteur à allumage par compression, pendant lesquelles, la vapeur doit être mélangée à l'air ambiant, ou avec le mélange d'air et de gaz en combustion, il s'avère qu'il existe forcément, dans la zone des gouttelettes isolées de combustible, de très faibles quantités d'air. Quand la température du gaz autour de la gouttelette de combustible est relativement basse, la zone de cracking est encore très réduite, et elle ne joue pratiquement aucun rôle. Par contre, le combustible injecté pendant la combustion, qui subit l'influence favorable des températures élevées, est craqué en grande partie.

Pour calculer le taux de formation de suie dans les moteurs à injection directe, Khan, Greeves, et Wang [22] , ont proposé une expression empirique, à partir de l'hypothèse que les particules de suie formées dans la chambre de combustion ont le même diamètre.

$$\frac{dS}{dt} = C_F \times \frac{V}{V_{ntp}} \times r^3 \times P \quad \exp \frac{-E}{RT}$$

où

S : quantité de suie par unité de volume, g/m^3 à ntp

t : temps à partir du début d'injection, sec.

C_F : constante de la formation de suie = $9,54 \times 10^7$ g/m.sec/kg.

V : volume de la chambre de combustion, m^3

V_{ntp} : volume des gaz d'échappement à NTP, m^3

r : richesse du mélange air-combustible.

T : température instantanée de réaction, °K.

P : Pression partielle de combustible non brûlé, kg/m^2 .

Ce modèle permet de calculer l'influence sur la fumée des paramètres suivants (avance à l'injection, richesse globale, vitesse des tourbillons dans la chambre de combustion, et régime du moteur). En outre, il montre que, le taux de formation de suie est d'autant plus important que la pression partielle de combustible non brûlé, la richesse, et la température instantanée sont plus élevées.

Dans les gaz d'échappement de moteur à allumage par compression,la suie est constituée d'agrégats coagulés de 0,5 - 2,0 μ de diamètre, et chaque agrégat est

..../

constitué, de particules de 200 - 300 Å de diamètre [28] .

5 - MECANISME DE LA FORMATION DES OXYDES D'AZOTE

Pour étudier le mécanisme de la formation des oxydes d'azote qui accompagne le processus de combustion dans le moteur à allumage par compression, on considère les conditions qui régnent dans le cylindre d'un moteur à injection directe au début de la combustion. A ce moment, plusieurs flammes indépendantes, se présentent en des points largement répartis dans la charge d'air comprimée. Au cours de la combustion, il y a consommation de l'oxygène provenant de l'air entourant immédiatement les multiples noyaux de flamme, ce qui fait que les portions de la charge d'air éloignées des gouttelettes de combustible brûlant conservent leur concentration initiale en oxygène et sont, en même temps chauffées par deux moyens : (1) par la compression croissante et (2) par le rayonnement de la flamme. Pour cette raison, dans les régions de la charge éloignées des foyers de combustion, où les concentrations d'oxygène en contact avec l'azote sont relativement élevées, et où les températures dépassant 1200°C environ, l'azote est susceptible de réagir avec l'oxygène en formant des oxydes, essentiellement l'oxyde d'azote NO , qui se transforme en bioxyde NO_2 , et en divers produits d'oxydation, quand il est rejeté dans l'atmosphère. Si la température de la chambre de combustion est augmentée, la concentration de l'oxyde d'azote produite augmentera sous l'influence prépondérant de la température, mais encore soumise à l'influence de la concentration en oxygène [30] .

Il est probable que la plus grande quantité d'oxyde d'azote se forme pendant la phase moyenne de la combustion, et dépend de la vitesse réactionnelle de sa formation. Au cours de la détente la concentration de NO ne subit qu'une très faible évolution, bien que la température des gaz brûlés décroît rapidement [31] .

Une étude effectuée à l'Institut Français du Pétrole par P. Eyzat et J. Guibet [31] a montré que, pendant la phase de combustion, la concentration instantanée en oxyde nitrique est très inférieure à celle qui correspond à l'équilibre, car le temps nécessaire à cet équilibre est relativement grand par rapport au temps total de la combustion dans un moteur.

Par contre dans les produits de combustion à l'échappement, les teneurs en NO sont supérieures aux valeurs d'équilibre [32] .

...../

5.1. Etude analytique du mécanisme de la formation d'oxyde d'azote

Le mécanisme de la formation de NO au cours de la combustion a été étudié par de nombreux chercheurs [33 à 38 et autres] . Le mécanisme le plus élaboré d'oxydation de l'azote au cours de la combustion a été développé en s'appuyant sur des recherches expérimentales approfondies, ainsi une bonne concordance peut être obtenue entre le calcul et l'expérience [22] .

Examinons les hypothèses principales de cette théorie :

1 - L'oxydation de l'azote s'effectue suivant le mécanisme en chaîne suivant :

$$N_2 + O \underset{K_1'}{\overset{K_1}{\rightleftharpoons}} NO + N \qquad (1)$$

$$N + O_2 \underset{K_2'}{\overset{K_2}{\rightleftharpoons}} NO + O \qquad (2)$$

$$N + OH \underset{K_3'}{\overset{K_3}{\rightleftharpoons}} NO + H \qquad (3)$$

$$O_2 \underset{K_4'}{\overset{K_4}{\rightleftharpoons}} O + O \qquad (4)$$

2 - Les réactions précédentes obéissent strictement à la loi d'Arrhenius.

3 - L'émission de NO est déterminée par la température maximale de combustion, par le temps de contact entre les réactifs, et par la concentration initiale dans les produits de combustion.

En rapport aux calculs effectués dans l'annexe -I- , la vitesse de formation du NO

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 K_1 \sqrt{\frac{K_4}{K_4'} [N_2] [O_2]}^{1/2} \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_{eq}^2}\right) \qquad (5)$$

avec de [Réf. 39], les coefficients de vitesse de réaction qui ont été trouvés de l'étude cinétique de l'oxyde d'azote à haute température dans un tube à choc.

...../

$$K_1 = 7 \times 10^{13} \exp\left(-\frac{75\,500}{RT}\right) \quad cm^3 \; mole^{-1} \; sec^{-1}$$

$$\frac{K_4}{K_4'} = 6 \times \frac{11\,800}{RT} \exp\left(-\frac{11\,800}{RT}\right)$$

Dans les équations (1) à (5) la concentration des substances en réaction est donnée en mole/cm^3. Le numérateur de l'exponentielle (énergie d'activation) est donné en cal/mole. La température instantanée T et la constante universelle des gaz R sont exprimées respectivement en °K et cal/mole °K.

Cette expression montre que la vitesse de formation de NO est d'autant plus importante que la température de combustion et les concentrations moléculaires d'azote et d'oxygène sont plus élevées. Nous considérons que la formation de NO dans les moteurs à allumage par compression se fait surtout dans les zones où la richesse est inférieure à 1, cas où la formule (5) reste valable.

La température qui figure dans les calculs de la cinétique de formation de l'oxyde d'azote ne concorde pas exactement avec la température calculée d'après le diagramme de pression dans le cylindre. En effet dans la période de combustion (par suite de la non homogénéité du mélange) les températures réelles dans les éléments individuels du volume du cylindre diffèrent notablement les unes des autres. Par conséquent diffèrent également les paramètres cinétiques qui déterminent l'émission d'oxyde d'azote et en premier lieu les constantes d'équilibres et les vitesses de réaction.

D'autre part les températures instantanées dans chaque volume élémentaire du cylindre du moteur à allumage par compression, dont dépendent les valeurs réelles des paramètres cinétiques, ne peuvent pas être déterminées actuellement avec précision ni par le calcul ni par l'expérience.

En tenant compte des circonstances précédentes, pour le calcul cinétique du phénomène de formation d'oxyde d'azote, on peut faire appel à une température conventionnelle qui diffère de la température réelle dans chaque volume et de la température moyenne déduite du diagramme de pression. Pour cela on peut prendre la température T_{ad} obtenue dans les conditions de combustion instantanée adiabatique du combustible introduit dans le cylindre au cours d'un cycle .

$$T_{ad} = T_o + \frac{Q}{C_v}$$

...../

où

T_o : température de la charge au début de la combustion en °K.

Q : quantité totale de chaleur introduite dans le cylindre par le combustible au cours d'un cycle.

C_v : chaleur massique moyenne à volume constant des produits de combustion.

On peut utiliser un schéma plus simple que le précédent, en négligeant les combinaisons des espèces atomiques obtenues par dissociation à haute température, et pression élevée. Cette méthode de calcul développée par P. Eyzat et J.C. Guibet [31] présente un intérêt notable, car en dehors des caractéristiques de fonctionnement du moteur, la méthode n'utilise comme donnée que le diagramme pression-temps. En outre, elle met en évidence la faible évolution de la concentration de NO entre la fin de la combustion et l'échappement. Le principe du calcul proposé par ceux-ci peut être résumé comme suit :

On admet que la seule réaction de formation de l'oxyde nitrique se fait à partir d'espèces moléculaires

$$N_2 + O_2 \underset{K'}{\overset{K}{\rightleftharpoons}} 2\,NO \qquad (6)$$

L'expression de la vitesse de formation du NO :

$$\frac{d[NO]}{dt} = K[N_2][O_2] - K'[NO]^2$$

Posons :

$[N_2]_o$ et $[O_2]_o$: les concentrations molaires initiales en azote et oxygène.

$[NO] = X$: concentration molaire en oxyde nitrique à l'instant t.

Donc :

$$[N_2] = [N_2]_o - \frac{[NO]}{2} = [N_2]_o - \frac{X}{2}$$

$$[O_2] = [O_2]_o - \frac{[NO]}{2} = [O_2]_o - \frac{X}{2}$$

..../

soit $$\frac{dX}{dt} = K \left(\left[N_2\right]_o - \frac{X}{2} \right) \left(\left[O_2\right]_o - \frac{X}{2} \right) - K' X^2 \qquad (7)$$

Pour laquelle

$K = 5{,}48 \times 10^{13} \exp(-107000/RT)$ cm^3 $mole^{-1}$ sec^{-1}

$K' = 2{,}6 \times 10^{13} \exp(-63800/RT)$ cm^3 $mole^{-1}$ sec^{-1}

X , $\left[O_2\right]_o$, $\left[N_2\right]_o$: nombre de moles de l'espèce par cm^3 de gaz.

L'examen de l'expression de la vitesse de formation d'oxyde d'azote (7) a montré qu'avec l'augmentation de la température le temps nécessaire à l'équilibre diminue, mais il excède toujours le temps total de la combustion dans le moteur.

5.2. Formation d'oxydes d'azote supérieurs

Les gaz d'échappement des moteurs à combustion interne contiennent des faibles quantités d'oxydes d'azote formés à haute température à partir de l'air. L'oxyde nitrique NO est, le plus abondant de ces produits. Les autres oxydes d'azote N_2O , N_2O_3 , N_2O_4 , N_2O_5 sont pratiquement inexistants dans les gaz d'échappement.

Aux températures ambiantes, l'oxyde nitrique est oxydé par l'oxygène en excès jusqu'au bioxyde NO_2 suivant la réaction globale.

$$2\,NO + O_2 \longrightarrow 2\,NO_2$$

Si l'excès d'oxygène et le temps de réaction sont suffisants, pratiquement tout l'oxyde nitrique se transforme en bioxyde, aisément polymérisable avec formation de N_2O_4 . Ce composé, d'après les propriétés chimiques et toxiques ne diffère pas de NO_2 .

Malgré leur faible concentration généralement comprise entre 100 P.P.m et 5000 P.P.m., ces oxydes NO et NO_2 interviennent pour une part non négligeable dans la pollution atmosphérique par les gaz d'échappement; à cause de leur effet toxique.

...../

6 - EXPLOITATION DES EXPRESSIONS DES VITESSES DE FORMATION D'OXYDE D'AZOTE

Si, on connaît, pour un fonctionnement donné, les caractéristiques d'un moteur (cylindrée, vitesse de rotation, rapport volumique de compression, avance à l'injection) et les conditions de fonctionnement (volume d'air introduit, richesse), il est théoriquement possible d'évaluer la température et la pression en fonction du temps, dans les gaz frais et les gaz brûlés.

Les équations de combustion permettent de déterminer les teneurs,en oxygène et en azote en fonction du temps.

Enfin, l'expression des vitesses de formation, permet d'évaluer les teneurs en oxydes d'azote dans les produits de combustion.

Les calculs de pression et température en fonction du temps sont très simples, à partir de la composition du mélange, en supposant les gaz parfaits et les transferts de chaleur avec l'extérieur nuls.

Si l'on veut tenir compte de tous les transferts qui se produisent entre les parois de la chambre de combustion et l'extérieur, il est donc préférable de mesurer la pression et la température en fonction du temps.

La détermination de la température instantanée des gaz brûlés à partir du diagramme de combustion est très délicate, surtout pendant la période de dégagement de chaleur très rapide, caractérisée par un gradient de pression élevé, bien observé dans les moteurs à injection directe. Une autre difficulté est introduite par l'incertitude sur la valeur exacte de - γ - rapport moyen des chaleurs spécifiques au cours de la combustion et de la détente.

Par suite des difficultés de l'évaluation des températures instantanées et de la composition exacte des produits de combustion, un calcul rigoureux de l'émission de l'oxyde d'azote dans les cylindres des moteurs à allumage par compression à l'heure actuelle est impossible. Néanmoins les méthodes de calculs proposées permettent d'évaluer l'effet des principaux paramètres du moteur (richesse, avance à l'injection, taux d'injection et régime de rotation) sur la formation de NO dans les cylindres du moteur. Les considérations théoriques permettent de prévoir le sens des variations des concentrations des différents produits de la combustion sous l'effet des différents paramètres thermodynamiques.

...../

7 - INFLUENCE DES DIFFERENTS FACTEURS SUR L'EMISSION DES SUBSTANCES NOCIVES AVEC LES GAZ D'ECHAPPEMENT

L'analyse du mécanisme de la cinétique de formation des substances nuisibles dans le cylindre du moteur à allumage par compression a montré que leur dégagement avec les produits de combustion dépend d'une manière fonctionnelle des paramètres principaux suivants : composition élémentaire, nature chimique et propriétés physiques du combustible et de l'oxydant; composition réelle du mélange combustible; température vraie instantanée dans chaque élément du volume et lois de sa variation. Le premier facteur occupe une place particulière. L'existence de la liaison directe (composition qualitative) et indirecte (par l'intermédiaire de la température, de la pression, etc...) entre la nature du combustible et la composition des produits de combustion doit être considérée comme un fait solidement établi et ne donne aucun doute.

La composition qualitative du combustible est pratiquement toujours la même et par conséquent la composition qualitative des produits de combustion sera sensiblement la même.

En ce qui concerne les différences de la composition chimique et des propriétés physiques du combustible, on peut supposer que leur effet sur la toxicité des gaz d'échappement ne se manifeste que d'une manière indirecte par la qualité du mélange, la pression dans le cylindre et la température de combustion, etc... Dans une moindre mesure l'évaluation analogue est valable en ce qui concerne l'oxydant.

La composition de la charge dépend de la construction du moteur, des paramètres du cycle et des conditions de l'exploitation. L'effet de ces paramètres sur l'émission de polluants se manifeste indirectement surtout par l'intermédiaire de la composition réelle du fluide moteur et la température dans le cylindre.

On peut affirmer qu'il existe un certain principe général; tous les moyens d'action sur l'émission des polluants dans le cylindre du moteur à allumage par compression alimenté en combustible et en oxydant de composition déterminée, en fin de compte, se réduisent soit à la modification de la composition du mélange, soit à celle de la température de combustion, soit simultanément de l'une et de l'autre.

L'évaluation de la quantité de produits nuisibles émise doit être prévue en la rapportant à la puissance moyenne indiquée - par exemple en l'exprimant en g/ch.h. indiquée. Ceci permet de la lier aux différents paramètres thermodynamiques caractérisant la production de l'énergie dans le moteur.

...../

8 - MOYENS D'ACTION SUR LA FORMATION DES POLLUANTS DANS LE MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION

L'émission des substances nocives dans les cylindres du moteur à allumage par compression dépend des facteurs suivants :

- Particularités de construction : conception technologique, géométrie de la chambre de combustion, système d'injection, distribution et réglage du moteur.
- Conditions de fonctionnement (vitesse de rotation, charge, avance à l'injection et pression moyenne effective).
- Conditions extérieures.

La diminution de l'émission des polluants par ces moteurs peut être atteinte, par l'introduction des mesures techniques qui sont rapportées à l'une des deux orientations de principes suivantes :

- La première consiste dans la suppression de la nocivité grâce à des dispositifs spéciaux neutralisateurs inserrés dans le système d'échappement du moteur. Dans le principe de fonctionnement du neutralisateur on distingue deux modes essentiels; combustion avec flamme ou combustion catalytique, adsorption dans les milieux liquides, adsorption à la surface des substances activées et filtration (particules solides).
- La deuxième orientation comprend différentes mesures techniques touchant le fonctionnement du moteur et fréquemment agissent directement sur les phénomènes de formation des polluants dans les cylindres. Les actions qui se sont révélées comme les plus efficaces sont les suivantes : addition de l'eau soit par la pulvérisation à l'admission, soit par l'injection en émulsion (eau-fuel), utilisation des additifs anti-fumée dans le combustible, réduction de l'avance à l'injection, recyclage partiel des gaz d'échappement de l'admission du moteur.

9 - EFFET DE L'EAU SUR L'EMISSION DE POLLUANTS

L'action de l'émulsion fuel-eau porte essentiellement sur la réduction très nette de l'émission de suie et d'oxyde d'azote, dans les produits de combustion, en agissant directement sur le processus de combustion.

...../

9.1. Action sur la formation de suie

L'action de la vapeur d'eau est très efficace pour inhiber la formation de suies [27] . Cette action modératrice peut être aussi bien de nature physique " agents de dilution " que chimique.

Dans le moteur à allumage par compression, la température et la pression partielle des éléments qui participent à la réaction décroissent, grace à la présence de l'eau. Ce qui conduit alors à une diminution sensible de la réaction de cracking, c'est-à-dire, que l'eau intervient dans le phénomène de la formation de la suie. A celà s'ajoute le fait que l'eau émulsionnée dans le combustible, exerce un effet d'atomisation; elle se vaporise plus vite que le combustible Diesel et par suite, divise avec force les gouttelettes de combustible, ce qui conduit à une augmentation de la vitesse de vaporisation.

Mais, aux températures qui régnent dans la zone de la flamme, il est possible que, d'une part, les fractions du combustible en $C_n H_{2n}$ réagissent directement sur l'eau :

$$C_n H_{2n} + n H_2O \longrightarrow n CO + 2 n H_2$$

et que, d'autre part, la réaction hétérogène du gaz à l'eau joue un rôle :

$$C + H_2O \longrightarrow CO + H_2$$

qui sont transformées en CO_2 et H_2O .

Etant donné que, par analogie, les mêmes réactions se déroulent pour le gaz carbonique, on obtient encore, une diminution de l'émission de suie.

Il faut remarquer que l'eau formée dans la combustion, ne joue pas le même rôle car l'eau de l'émulsion agit sur les produits de craquage à l'instant même de leur formation.

9.2. Action sur la formation d'oxydes d'azote

L'émission des oxydes d'azote NO_x formés à haute température à partir de l'air, dans les cylindres des moteurs à allumage par compression, est liée à la température des gaz, et pour une même température à l'excès d'air.

...../

L'introduction d'eau dans les cylindres de ces moteurs, agit sur le phénomène en réduisant les concentrations des oxydes d'azote formés, et ceci pour deux raisons :

1°) Diminustion de la température moyenne de la flamme, car les vapeurs d'eau dans la chambre de combustion du moteur ont une action double sur les phénomènes d'inflammation et de combustion du combustible. Premièrement : la présence des molécules de vapeurs d'eau dans la charge agit directement sur le mécanisme et la cinétique d'oxydation des hydrocarbures du combustible. Deuxièmement : en tant que substance qui se distingue par une chaleur spécifique assez élevée agit dans le même sens.

2°) Diminution de la concentration d'oxygène pendant la combustion, car l'emploi d'émulsion permet d'opérer à excès d'air réduit et donc de limiter indirectement l'émission de NO_x .

CHAPITRE II

APPAREILLAGE ET CARACTERISTIQUES DES EMULSIONS UTILISEES

1 - APPAREILLAGE

En plus des mesures classiques de puissance de consommation de combustibles, de températures d'eau de refroidissement, d'huile de lubrification, d'air d'admission, et de gaz d'échappement, l'étude de diagramme de combustion en liaison avec l'analyse des gaz est l'outil principal pour examiner l'influence des divers paramètres sur les conditions du fonctionnement des moteurs d'essais. Aussi le montage comprend-t-il les éléments suivants :

1.1. Indicateurs de pression et du délai d'inflammation

- Un capteur de pression de type à quartz piézo-électrique refroidi, fixé sur la culasse est en communication directe avec la chambre de combustion. Les charges électriques induites dans le quartz par la pression pendant le cycle sont converties, par un amplificateur électrométrique en un signal de tension qui est visualisé sur le cadran d'un oscilloscope cathodique.

- Le début d'injection a été déterminé grace à un capteur de déplacement capacitif solidaire de l'aiguille de l'injecteur.

- Un capteur magnétique et un disque solidaire du vilebrequin permettant de repérer l'angle de rotation du vilebrequin.

- Un dérivateur de pression de cycle (dérivation par un amplificateur opérationnel) servant à déterminer le délai d'inflammation, et le gradient maximal de pression ($dP/d\alpha$ max), sur la base $RC = 44.10^{-6}$ (0,225 V = 100 bar/ms).

- L'enregistrement était effectué sur un oscilloscope grâce à une caméra.

1.2. Analyseurs des gaz

Les appareils d'analyse étant connectés aux sondes de prélèvement des gaz d'échappement, par des tubes flexibles, nous avons pu analyser les produits de combustion à l'échappement qui permettent d'obtenir la teneur de :

...../

CO_2 et CO par absorption dans l'infra-rouge

O_2 par effet paramagnétique

NO et NO_x par absorption dans l'infra-rouge.

La détermination des oxydes d'azote dans les gaz d'échappement des moteurs à allumage par compression, peut être limitée au dosage de NO et NO_2 , car les autres oxydes d'azote, tels que N_2O , N_2O_3 , N_2O_4 .... etc, sont absents ou n'y sont présents qu'en très faibles quantités. La part de NO dans les oxydes d'azote est notablement supérieure à celle du NO_2 .

L'appareil utilisé (ONERA - Type 80) compare l'absorption d'un rayonnement infra-rouge par l'air pur sec enfermé dans un tube à celle obtenue à travers un tube dans lequel circule le gaz à analyser.

NO a une bande d'absorption importante dans l'infra-rouge (5 à 5,6 μ) et deux bandes plus faibles (vers 2,7 et 4,4 μ). Dans l'analyseur à rayonnement non dispersif, il y a interférence avec les bandes de CO_2 et CO.

En utilisant un filtre interférentiel passe-bande de 4,95 à 6,35 μ , l'influence de CO_2 et CO devient négligeable. Par exemple, pour un mélange contenant 5 % de CO et 10% de CO_2, la dénivellation supplémentaire est de 35 PPm, ce qui est parfaitement négligeable devant les milliers de PPm que produit le moteur. Par contre, il est nécessaire de bien assécher les gaz à analyser car il est impossible d'éliminer complétement la bande d'absorption de la vapeur d'eau commune à celle de NO, et pour éviter toutes les réactions complexes des oxydes d'azote avec l'eau.

En passant dans un four catalytique réglé à 900 °C, on transforme NO_2 en NO et on peut ainsi mesurer NO_x , puisque on ne distingue pas l'oxyde nitrique du bioxyde NO_2 .

Dans une étude comparatif, de la variation de la teneur en oxyde nitrique mesurée par chimiluminescence, et par infra-rouge, on a constaté que les concentrations de NO_x sont plus élevées avec l'appareil à infra-rouge [41] . Le rapport de la valeur indiquée par infra-rouge à la valeur indiquée par chimiluminescence varie de 1 à 2,4, l'augmentation de ce rapport augmente avec la quantité de NO.

Dans ce qui suit les émissions spécifiques seront présentées, les oxydes d'azote étant comptés comme NO_2 .

...../

1.3. Evaluation des imbrûlés solides

Les indices des fumées à l'échappement ont été déterminés à l'aide du système BOSCH (prélèvement de 330 cm3 du gaz d'échappement du moteur, au travers d'un papier filtre dont l'opacité est lue avec la cellule appropriée).

2 - DETERMINATION DE LA RICHESSE PAR ANALYSE DE GAZ

La richesse (r) se déduit des diagrammes de combustion connaissant la teneur en oxygène et en gaz carbonique dans les produits de combustion secs.

On défini la richesse par le rapport

$$r = \frac{A_o}{A} = \frac{\text{masse d'air strictement nécessaire par Kg de combustible}}{\text{masse d'air réellement utilisée par Kg de combustible}}$$

D'après la composition organique du combustible et des agents émulsifs, on calcule pour chaque émulsion à partir de l'équation de combustion la teneur en CO_2 nécessaire pour la combustion exacte et complète.

$$\text{La richesse } r = \frac{CO_2 \text{ \% mesurée}}{CO_2 \text{ \% théorique}}$$

L'erreur de mesure de la richesse par cette méthode est comprise entre 3 à 4 %.

Un kilogramme de combustible exige pour sa combustion 0,23 A_o kg d'oxygène et produit 11/3 C kg de CO_2 .

Les gaz d'échappement contiennent 0,23 (A - A_o) kg d'oxygène et 0,77 A kg d'azote.

...../

TABLEAU DES PRODUITS DE COMBUSTION SECS

m	M	$n_i = m_i / M_i$
$CO_2 = \frac{11}{3} C$	44	$\frac{11}{3} C \times \frac{1}{44} = \frac{C}{12}$
$O_2 = 0,23 (A - A_o)$	32	$0,23 (A - A_o) \frac{1}{32}$
$N_2 = 0,77 A$	28	$0,77 A \times \frac{1}{28} = \frac{11}{400} A$

Le pourcentage en volume de CO_2 est

$$CO_2 \% = \frac{100 \times \frac{C}{12}}{\frac{C}{12} + \frac{0,23}{32} (A - A_o) + \frac{11}{400} A}$$

Dans cette relation on néglige les teneurs faibles en CO et NO dans les gaz d'échappement. On détermine la valeur de la richesse en connaissant le pourcentage en volume de CO_2 .

Pour le gas-oil utilisé au cours de l'expérience, sa composition pondérale est de 85,6 % de carbone et de 14,3 % d'hydrogène. La richesse calculée à partir de l'équation précédente est :

$$r = \frac{CO_2 \% \text{ mesuré}}{13,96}$$

3 - EXPRESSION DES TENEURS EN MASSE PAR UNITE DE PUISSANCE ET DE TEMPS

Soit l'expèce X , de concentration en volume dans les produits secs de combustion $C_X = N_X / N_E$.

avec : N_X = nombre de moles du constituant X .

N_E = nombre de moles des gaz d'échappement secs dans les conditions normales.

m_E et m_X : leur masse ; M_E et M_X : leur masse molaire.

..../

L'équation de la combustion complète de $C_x H_y$ en mélange pauvre ($r \leqslant 1$), en négligeant les dissociations :

$$C_x H_y + \frac{1}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right)(O_2 + 3{,}76\ N_2) \longrightarrow x\ CO_2 + \frac{y}{2} H_2O + \left(x + \frac{y}{4}\right)\left(\frac{1}{r} - 1\right) O_2 + \frac{3{,}76}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right) N_2$$

$$N_E = x + \left(x + \frac{y}{4}\right)\left(\frac{1}{r} - 1 + \frac{3{,}76}{r}\right)$$

$$N_E = \frac{4{,}76}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right) - \frac{y}{4} \text{ mole .}$$

$$N_X = m_X / M_X$$

Donc :

$$C_X = \frac{m_X / M_X}{\frac{4{,}76}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right) - \frac{y}{4}}$$

$$m_X = C_X M_X \left[\frac{4{,}76}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right) - \frac{y}{4}\right]$$

Le rapport entre la masse de constituant et la masse de combustible $m_{C_X H_y}$ est :

$$\frac{m_X}{m_{C_x H_y}} = C_X M_X \frac{\frac{4{,}76}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right) - \frac{y}{4}}{12x + y}$$

Pour calculer la concentration spécifique indiquée de l'espèce X , on multiplie ce rapport par la consommation spécifique indiquée de combustible g/ch.h.

$$m_{XS} = C_X M_X \frac{\frac{4{,}76}{r}\left(x + \frac{y}{4}\right) - \frac{y}{4}}{12 + y} C_{S_i}$$

On obtient m_{XS} en g. $Ch^{-1}\ h^{-1}$.

Pour avoir la quantité d'oxyde d'azote en gramme de NO_2 par cheval et par heure, on prend $M_X = 46$ g et C_X égal à la concentration en NO_X en PPm.

Pour avoir la quantité d'oxyde de carbone, on prend $M_x = 28$ g et C_X , concentration en CO en PPm.

...../

Compte tenu des précisions de mesure de la richesse (r), de la concentration de l'espèce polluant (C_X), et de la consommation spécifique indiquée (C_{S_i}), l'erreur relative maximale sur l'émission (m_{XS}) est de l'ordre de 10 % .

4 - CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES MOTEURS UTILISES

Les essais des différents produits, ont été effectués sur quatre moteurs à quatre temps, dont les caractéristiques sont résumées dans le tableau suivant :

Dénomination	A	B	C	D
Alésage mm	135	76	103	150
Course mm	122	111	116	180
Nombre de cylindres	1	1	4	6
Cylindrée unitaire cm^3	1746,3	503,5	966,5	3181
Chambre de combustion	ouverte	comet V	ouverte	toroïdale
Taux de compression	14,8	21,8	16,4	12,3
Système de combustion	injection directe	à chambre de turbulence	injection directe	injection directe
Alimentation	A aspiration naturelle	A aspiration naturelle	A aspiration naturelle	Suralimenté
Mode de refroidissement	Eau	Eau	Air	Eau
Nombre de trous x dia	8 x 0,26	1	4 x 0,26	8 x 0,40
Régime maximale t/mn	2500	3000	2500	1500
Richesse pour la pleine charge	0,75	0,91	0,70	0,47

Etant donné la différence notable aussi bien du point de vue cylindrée unitaire que le nombre des cylindres entre ces moteurs essayés, les comparaisons entre les émissions spécifiques des polluants seront effectuées à partir des puissances indiquées des moteurs; on supprime ainsi l'effet des pertes par frottement (assez différentes) sur ces émissions.

...../

5 - CARACTERISTIQUES DES EMULSIONS EAU-FUEL UTILISEES

L'émulsion eau-fuel utilisée au cours de l'expérience se comporte comme un combustible nouveau dont la combustion est différente de celle du fuel seul.

En fait, ce n'est pas seulement un combustible nouveau qui est ainsi créé, mais une gamme continue en fonction du pourcentage d'eau introduite (Le rapport masse d'eau/masse eau + masse émulsifs + masse combustible) comprise entre 0 et 40 %.

5.1. La qualification des émulsions

Dans tous les essais, un fuel-oil commercial a été utilisé, dont l'indice de cétane IC est de l'ordre de 60, la densité est de 0,825 à 25°C, et le point final de distillation est de 360 - 370 °C.

L'émulsion eau-fuel est obtenue par un simple brassage mécanique en présence d'un agent organique d'émulsion. Les durées de vie de telles émulsions sont cependant assez réduites, pour envisager leur utilisation dans la pratique, mais il est permis d'espérer que des progrès puissent être apportés dans ce sens. Les émulsions eau-fuel sont rendues stables grâce à l'addition d'agents émulsifs ajoutés dans les proportions massiques ci-dessous :

EAU %	F.O.D. %	SPAN 81 %	TWEEN 80 %
10	87,3	1,4	1,3
20	77,3	1,4	1,3
30	67,2	1,5	1,3
40	58,1	1,0	0,9

Les agents émulsifs sont des composés organiques de composition pondérale :

	C %	H %	O %
TWEEN 80	64,16	10,06	25,82
SPAN 81	71,05	10,67	17,89

...../

Leur pouvoir calorifique est proche de celui du fuel utilisé. Compte tenu de leur faible proportion dans le mélange, ils sont assimilés au fuel pour les calculs de rendement et de consommation spécifique. Lorsque ces agents sont mélangés seuls au fuel, aucune variation n'apparait dans les performances des moteurs.

Les caractéristiques de l'émulsion obtenue par ce procédé sont différentes de celles des produits initiaux (eau-fuel) qui la composent.

Pour illustrer ce fait retenons seulement deux points significatifs :

a) L'émulsion obtenue est stable pendant 48 h. à l'inverse d'un simple mélange de fuel et d'eau qui se décante dans un temps relativement court.

b) D'autre part, la viscosité de l'émulsion est plus élevée que la viscosité du fuel utilisé pour le mélange à la même température.

Ce fait est à noter car il semblerait, a priori, qu'en mélangeant de l'eau qui est à une viscosité inférieure à celle du fuel, on obtiendrait un mélange dont la viscosité se situerait entre les deux produits.

Diverses formules ont été proposées [45] ; OLIVER et WARD ont proposé la relation :

$$\frac{\eta}{\eta_c} = \frac{1}{1 - K\,\Phi}$$

où :

η Viscosité de la phase dispersante

K Coefficient $\sim$ 2,5

Valable pour une concentration Φ de la phase dispersée voisine de 20 %.

5.2. Comportement de l'émulsion lors de l'injection

La pulvérisation de l'émulsion eau-fuel par l'injecteur se fait en gouttelettes de combustible de 2 à 200 μ de diamètre se répartissent suivant la loi de GAUSS (Le maximum de la courbe de répartition oscille entre 10 et 20 μ), et en gouttelettes d'eau supposées plus fines, incluses ou non dans les gouttelettes de fuel. Ce résultat est confirmé par des mesures de conductivité électrique et l'observation au microscope; Photo (Fig.1).

On peut donc penser que les gouttelettes d'eau les plus fines ($<10\,\mu$) sont incluses dans le fuel et que les autres gouttelettes sont dispersées, en gouttelettes de 20 à 60 μ de diamètre. Il serait intéressant d'étudier la proportion relative des gouttelettes incluses et des gouttelettes libres.

...../

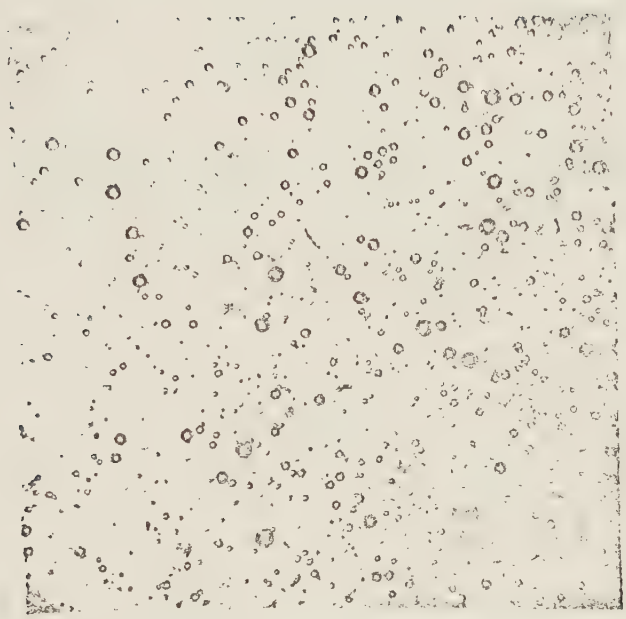


Fig. 1

Gouttelettes d'eau dans des gouttelettes de fuel.

CHAPITRE III

EMPLOI DE L'EMULSION EAU-FUEL EN INJECTION DIRECTE ET PULVERISATION DE L'EAU DANS LE COLLECTEUR D'ADMISSION

1 - PROGRAMME D'ESSAIS

L'expérimentation était organisée de manière à préciser, sur un moteur donné, l'action comparée de l'introduction de l'eau injectée sous forme d'émulsion directement dans le cylindre du moteur et sous forme de brouillard dans la tuyauterie d'admission.

Après avoir trouvé la valeur optimale de la teneur en eau de l'émulsion et les paramètres de réglage du moteur les plus favorables, on a procédé à un essai d'endurance pour étudier l'influence du procédé sur la tenue des pièces du moteur et du système d'injection.

Compte tenu des résultats assez favorables, les essais de sondage ont été effectués sur divers types de moteur différant par leur chambre de combustion, par les conditions d'admission et par leur mode de refroidissement.

2 - DETERMINATION DE L'AVANCE OPTIMALE A L'INJECTION ET DES REGLAGES FAVORABLES DES MOTEURS POUR CHAQUE QUANTITE D'EAU

Des émulsions ayant 10, 20, 30 et 40 % d'eau (masse d'eau/masse d'eau + masse émulsifs + masse combustible) ont été utilisées successivement sur les moteurs (A, B, C et D), dans une gamme de richesse (r = 0,3 à 0,9) aux vitesses de rotation constantes. Le début d'injection a été ajusté pour maintenir la position angulaire de la pression maximale de cycle à une position presque constante avec la variation de la teneur d'eau en émulsion, pour chaque moteur utilisé.

Les essais de pulvérisation d'eau ordinaire et de l'eau oxygénée ont été effectués sur le moteur (A) (chambre de combustion ouverte),jusqu' un pourcentage en masse d'eau plus de 60 % à richesse constante (r = 0,63) et à vitesse constante (N = 2000 tr/m.).

La position du début d'inflammation qui détermine la forme du diagramme de combustion, joue un rôle important sur les performances du moteur, et sur l'émission des polluants, notamment sur les oxydes d'azote. Il est connu qu'une réduction de NO_x peut être obtenue en diminuant l'avance à l'injection, souvent au détriment

..../

du bon fonctionnement du moteur. Il sera donc vain de comparer les émissions obtenues avec différents pourcentages d'eau pour une avance à l'injection fixe et il sera préférable de choisir les meilleures conditions de fonctionnement (donc avance optimale à l'injection) pour chaque teneur en eau avant de procéder à une comparaison quelconque.

La détermination de l'avance optimale à l'injection pour tous les pourcentages d'eau utilisés au cours de l'expérience a été effectué par deux méthodes différentes :

a) Avec les moteurs à injection directe (A, C et D), la puissance a été fixée à une valeur donnée et on a fait varier la position de l'avance à l'injection, pour trouver les meilleures valeurs de la consommation spécifique indiquée possible.

b) Avec le moteur à chambre de turbulence (B), le débit de combustible injecté par cycle a été conservé, et on a fait varier la position de l'avance pour trouver la puissance maximale à un rapport air-combustible A/C constant.

3 - CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR (A) (CHAMBRE OUVERTE)

3.1. Influence des émulsions eau-fuel et de l'avance à l'injection sur les performances du moteur

Les résultats concernant l'influence de l'avance à l'injection (angle de calage à la pompe), et de la teneur en eau de l'émulsion sur la consommation spécifique indiquée, la pression de combustion maximale, et la puissance effective, sont donnés sur la (Fig.2). Ces résultats sont obtenus sur le moteur (A), à une richesse sensiblement constante de (0,63), et pour une vitesse de 2000 t/mn.

Contrairement à ce que l'on pouvait attendre de la nécessité d'une augmentation de l'avance à l'injection pour compenser celle du délai d'inflammation, on peut remarquer qu'à la richesse constante (r = 0,63), une augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion réduit aussi bien la consommation spécifique indiquée que l'avance optimale.

Les avances optimales à la richesse (0,63) au régime de 2000 t/mn, sont obtenues à partir du fonctionnement du moteur dans les conditions suivantes :

...../

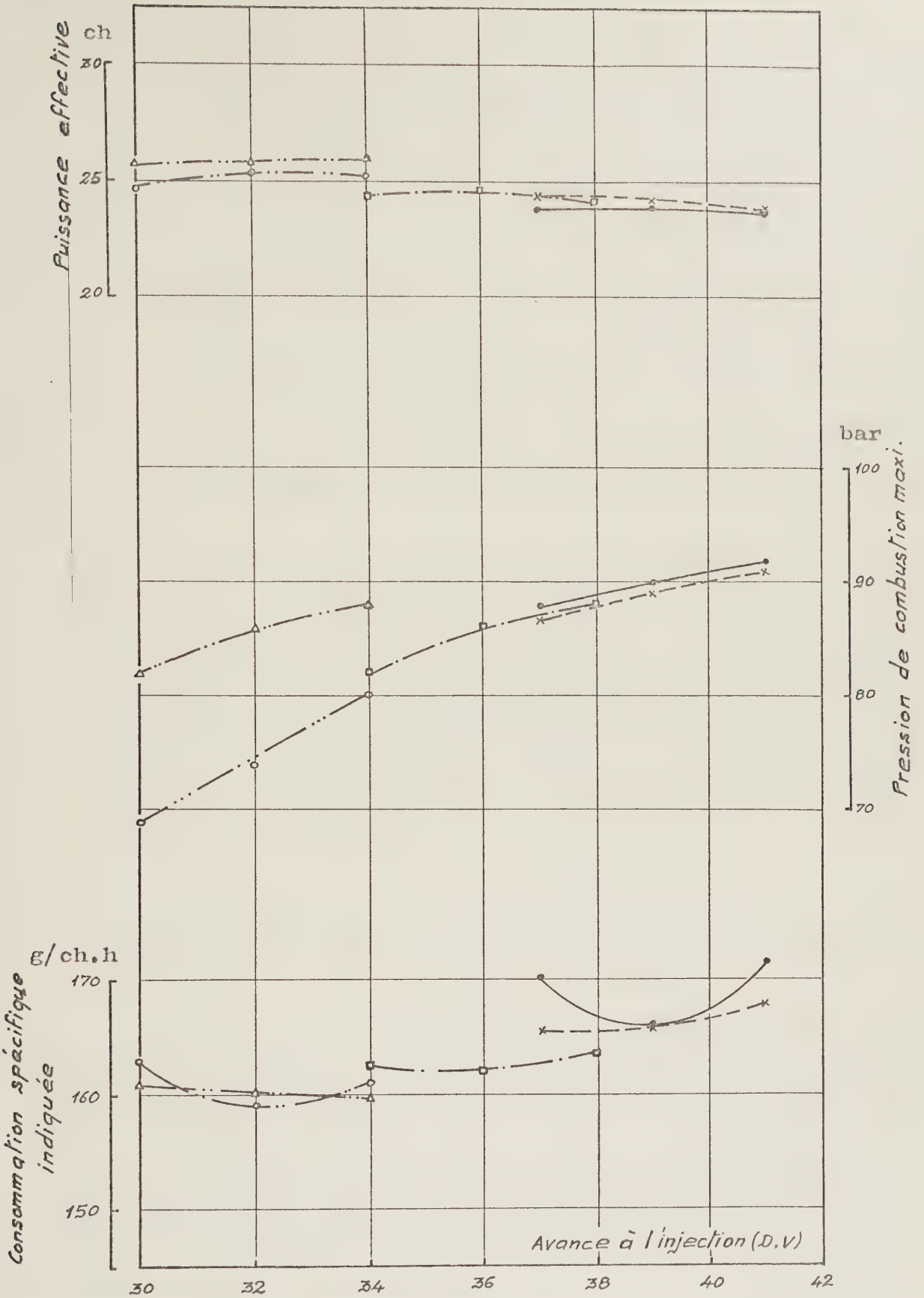


Fig.2- Variations des caractéristiques du moteur (A) en fonction de l'avance à l'injection pour différentes émulsions en eau-fuel.

(r= 0,63 N= 2500 t/mn)

mélange	avance pompe D.V	Ouverture d'aiguille D.V.	Point d'inflammation
0 %	39	26	11 D.V. avant P.M.H.
10 %	38	25	9 D.V. avant P.M.H.
20 %	36	23	8 D.V. avant P.M.H.
30 %	34	21	P.M.H.
40 %	32	19	3,5 D.V. après P.M.H.

On constate sur la (fig.2) qu'à partir de la position de l'avance optimal à l'injection, la consommation spécifique indiquée augmente avec la réduction de l'avance à l'injection, tandis qu'avec l'accroissement de la quantité d'eau dans l'émulsion cette consommation diminue. Par contre les pressions maximales de cycle diminuent sensiblement avec la réduction de l'avance à l'injection et restent à peu près les mêmes entre le fonctionnement au gas-oil et celui au mélange émulsionné eau-fuel jusqu'au 30 % d'eau. Il y a une diminution importante de la pression maximale avec l'émulsion 40 % due à la détérioration de combustion.

3.2. Influence des émulsions eau-fuel et de l'avance à l'injection sur l'émission de polluants

La figure (3) illustre l'influence de l'avance à l'injection, et de la teneur en eau de l'émulsion sur l'opacité de fumée, et les émissions spécifiques indiquées de NO_x et de CO , à une richesse de (0,63), à une vitesse de 2000 t/mn.

On remarque que l'émission de NO_x augmente considérablement avec l'augmentation de l'avance à l'injection et ceci pour toutes les émulsions utilisées. Ceci est dû essentiellement à l'augmentation de la température au cours de la combustion.

Pour une avance donnée, l'accroissement du pourcentage d'eau dans l'émulsion, diminue la concentration de NO_x . Mais une diminution de l'avance à l'injection réduit fortement l'émission de NO_x , ce qui permet d'obtenir en utilisant un pourcentage d'eau élevé à avance optimale une réduction nette de NO_x par rapport

...../

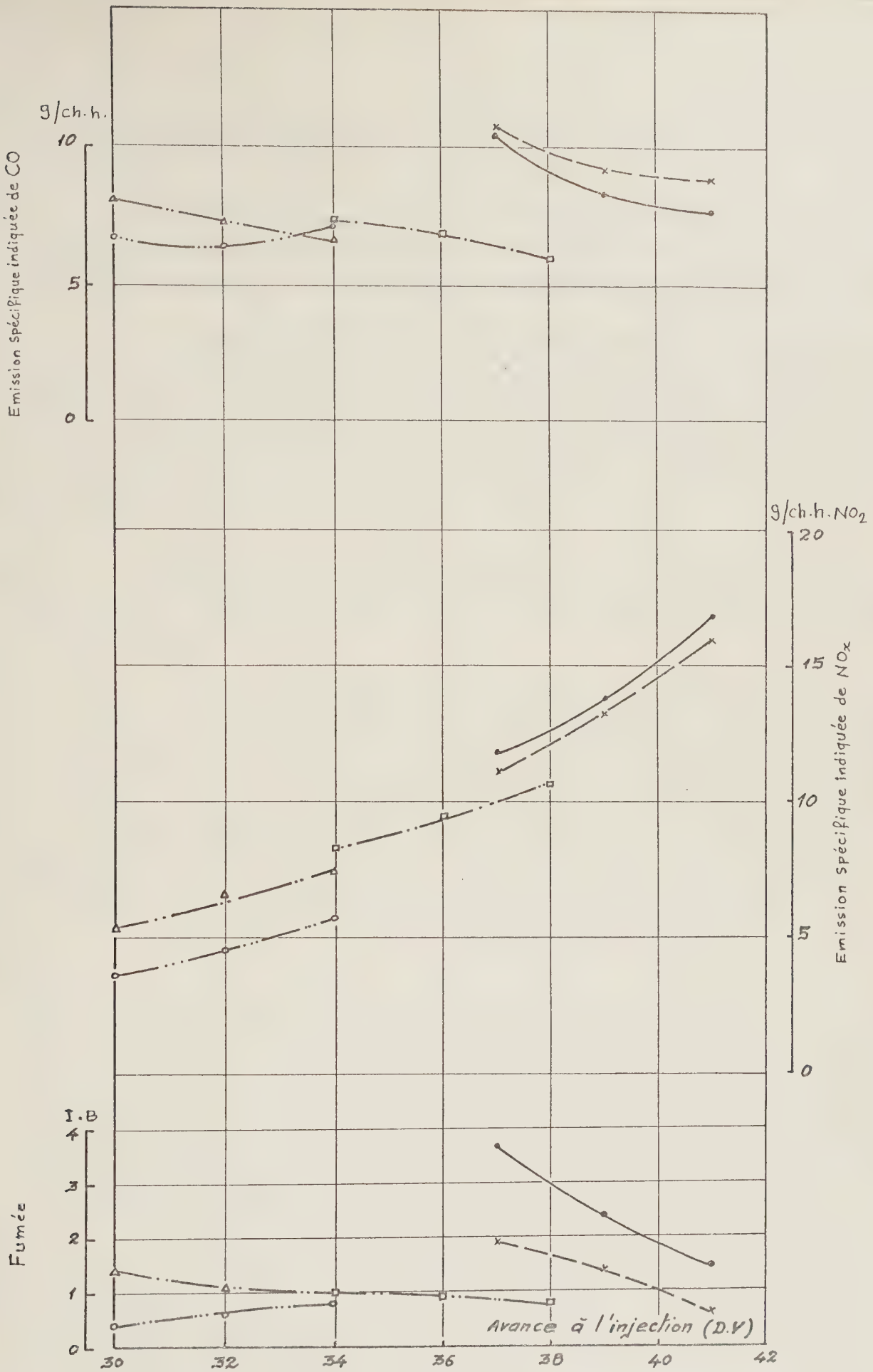


Fig.3- Influence de l'avance à l'injection et du pourcentage d'eau dans l'émulsion sur l'émission de polluants du moteur (A).

r= 0,63 N= 2000 t/mn

au fonctionnement au fuel, tout en ayant une consommation spécifique indiquée et une émission de fumée faibles.

On constate aussi, que l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion, et de l'avance à l'injection, réduit la concentration de CO dans l'échappement, sauf pour l'émulsion à 10 % d'eau où la concentration de CO augmente sensiblement.

La réduction de l'avance à l'injection s'accompagne d'un accroissement de l'opacité de fumée des gaz d'échappement. Mais pour une avance à l'injection donnée, l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion réduit fortement l'indice de fumée, c'est-à-dire que l'influence de la présence d'eau dans l'émulsion l'emporte sur celui de l'avance. D'autre part l'eau réduit considérablement l'influence de la variation de l'avance sur la fumée.

L'influence de l'avance à l'injection sur la fumée, pour une durée d'injection donnée, est expliquée par la variation de la quantité du combustible injecté après l'inflammation.

Ces résultats montrent que la diminution de l'émission de NO_x par la réduction de l'avance s'accompagne d'un certain accroissement de l'émission des produits de combustion incomplète du combustible. Cependant l'effet de la réduction de l'émission des oxydes d'azote dépasse notablement l'effet défavorable précédent. Les résultats qui ont été obtenus montrent qu'on peut avoir une réduction importante de l'émission des oxydes d'azote grâce à l'application simultanée de la réduction de l'avance à l'injection et l'injection d'eau émulsionnée dans le fuel.

3.3. Influence des émulsions eau-fuel sur le délai d'inflammation

L'avance optimale à l'injection étant choisie, il ressort que l'introduction d'eau dans la chambre de combustion du moteur (A) a pour effet l'augmentation du délai d'inflammation du combustible. Cet effet est certes accentué, par le fait que le moteur, a un faible rapport de compression qui fournit une température au début de l'injection peu élevée de l'ordre de (550°C).

Le délai d'inflammation (fig.4) croît avec la quantité d'eau injectée et diminue légèrement avec l'augmentation de la richesse du moteur. On remarque qu'à une richesse constante (r = 0,63) l'augmentation du délai est inférieure à 7 % avec un pourcentage d'eau de 20 % et qu'elle atteint 30 à 38 % pour des pourcentages d'eau de 30 à 40 % .

Cette augmentation du délai peut aller jusqu'à la dégradation de la com-

...../

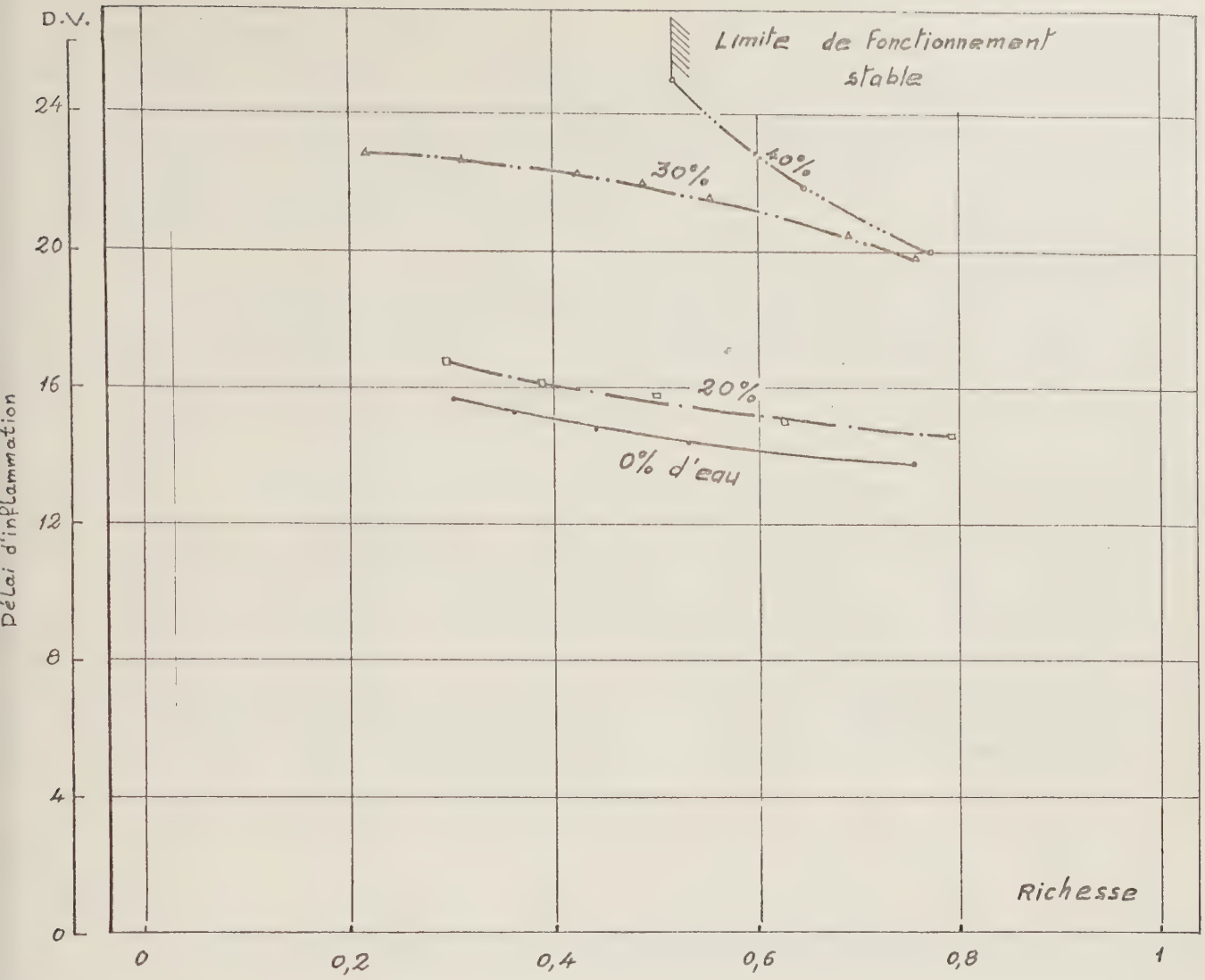


Fig.4- Influence des émulsions eau-fuel sur le délai d'inflammation du moteur (A), aux différentes richesses.

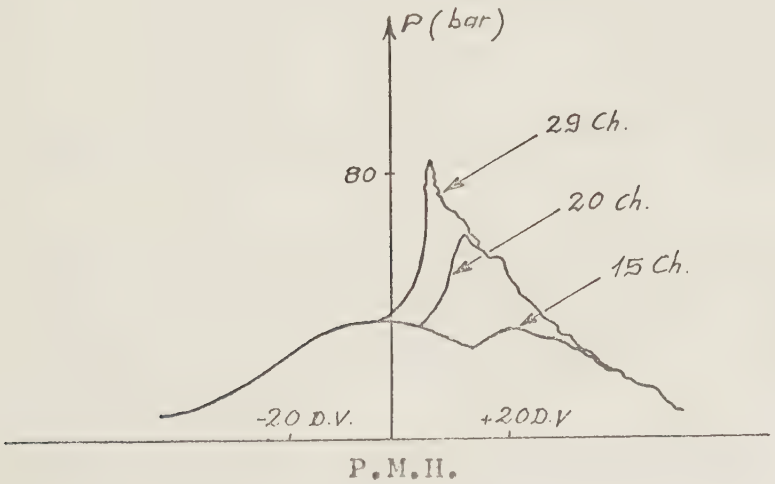


Fig.5- Relevés de pression du cycle pour une émulsion à 40% d'eau - Moteur (A)-

bustion et même à son inhibition; c'est ainsi que, aux charges partielles, il est vain de vouloir obtenir un fonctionnement correct du moteur avec un mélange d'eau supérieur à 30 % et que pour les démarrages à la température ambiante de 20 °C on ne peut accepter plus de 20 % d'eau.

Les diagrammes de combustion (fig.5) relevés avec un mélange à 40 % d'eau montrent la dégradation de la combustion avec la diminution de la charge, et que la limite de fonctionnement du moteur ne dépasse pas la richesse (r = 0,51) où l'inflammation se produit très mal.

Malgré l'augmentation du délai d'inflammation et le retard à l'injection consécutif à l'augmentation de la quantité d'eau injectée, nous avons également remarqué que pour des mélanges allant jusqu'au 30 % d'eau, à richesse constante (r = 0,63), la position angulaire de la pression maximale de cycle ne varie pas beaucoup (3 D.V. pour le fuel, 4 D.V. pour 20 % d'eau et 5 D.V. pour 30 %). C'est donc sur le début d'inflammation que l'eau joue un rôle important en diminuant le travail négatif avant le P.M.H. ce qui peut expliquer comme on le verra, la diminution obtenue sur la consommation spécifique indiquée du moteur.

3.4. Effet des émulsions sur la pression maximale de cycle et la montée en pression

On note que les pressions maximales de cycle sont légèrement diminuées avec l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion pour les mêmes conditions d'inflammation. Tandis que la montée en pression qui caractérise la dureté de marche est augmentée lorsque le pourcentage d'eau introduit croît.

La figure (6) montre les variations de pression maximale du cycle (P. max), et le gradient maximal de pression ($\frac{dP}{dt}$ max) en fonction de la richesse, ceci pour différents pourcentage d'eau et avec le réglage optimal de l'avance à l'injection. On constate que :

- Les pressions maximales augmentent avec la richesse, tant pour le gas-oil que les émulsions. A la richesse (0,63), la diminution de pression maximale avec l'émulsion 40 % est de l'ordre de 20 % par rapport au fuel pur, cette diminution est due à la dégradation de la combustion.
- Pour les émulsions 20 et 30 % le gradient maximal de pression est presque triplé par rapport au fonctionnement au fuel. Avec l'émulsion 40 % les gradients de pression sont relativement modérés à richesse élevée, mais à faible richesse, ils deviennent très importants.

...../

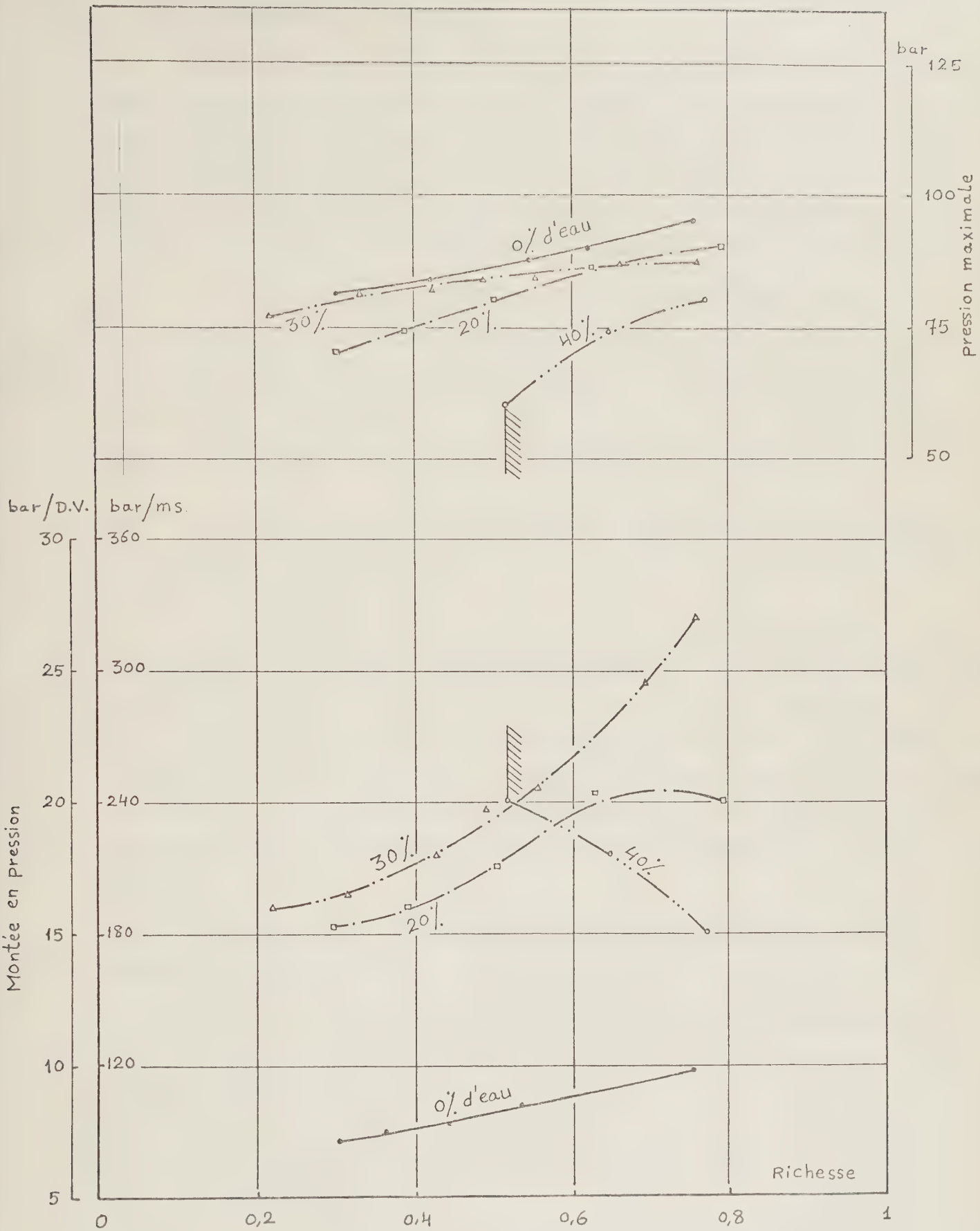


Fig.6- Effet des émulsions sur la pression maximale et de la montée en pression du moteur (A), aux différentes richesses.

3.5. Influence des émulsions eau-fuel sur la consommation spécifique indiquée et le déroulement de combustion

Nous avons choisi dans chaque cas la position de l'avance à l'injection assurant la consommation spécifique indiquée minimale à des richesses de 0,3 à 0,8. Comme on l'a déjà dit, l'accroissement du pourcentage d'eau dans l'émulsion nous a conduit à diminuer successivement l'avance à l'injection. Dans les conditions retenues l'injection du mélange émulsioné entraîne une diminution de la consommation spécifique indiquée et permet de déplacer les minima de la (C_{Si}) vers les plus grandes richesses.

On voit sur la figure (7) que la consommation spécifique indiquée (C_{Si}) diminue lorsque l'on passe du fuel aux émulsions 20 et 30 % . Pour une richesse de 0,63, la consommation spécifique pour l'émulsion 20 % est inférieure de 7 g/ch.h. (soit 4 %) à celle obtenue avec le fuel. Avec l'émulsion 30 % la diminution est de 11 g/ch.h. (soit 6 %). Avec l'émulsion 40 %, il y a une dégradation de la combustion surtout à charges partielles par suite des mauvaises conditions d'inflammation.

La détermination de plusieurs phases de combustion, et de la position de la fin de combustion dans le cycle du moteur a été élaborée à partir du diagramme de la dérivée première de pression [17] .

L'étude des diagrammes de combustion montre qu'avec l'accroissement de la quantité d'eau dans l'émulsion à richesse constante (r = 0,63), la fin de combustion arrive plus tard dans le cycle (fig.8). On déduit de ceci que l'effet principal de l'eau dans le processus de combustion se manifeste par l'abaissement de la température de flamme et par l'allongement de la combustion, ce qui était prévisible car la vitesse de propagation de la flamme est plus faible d'une part et que d'autre part la durée d'injection augmente, pour la même richesse, dans le même rapport que la quantité d'eau introduite.

Le tableau suivant montre les caractéristiques de combustion à une richesse constante (r = 0,63).

mélange	0 %	20 %	30 %	40 %	
Position d'ouverture d'aiguille	26	23	21	19	D.V. avant P.M.H.
Point d'inflammation	-11	-8	0	+2	D.V. depuis P.M.H.
Position de Pmax	3	4	5	8	D.V. après P.M.H.
Position de la fin de combustion	23	28	33	38	D.V. après P.M.H.

.../

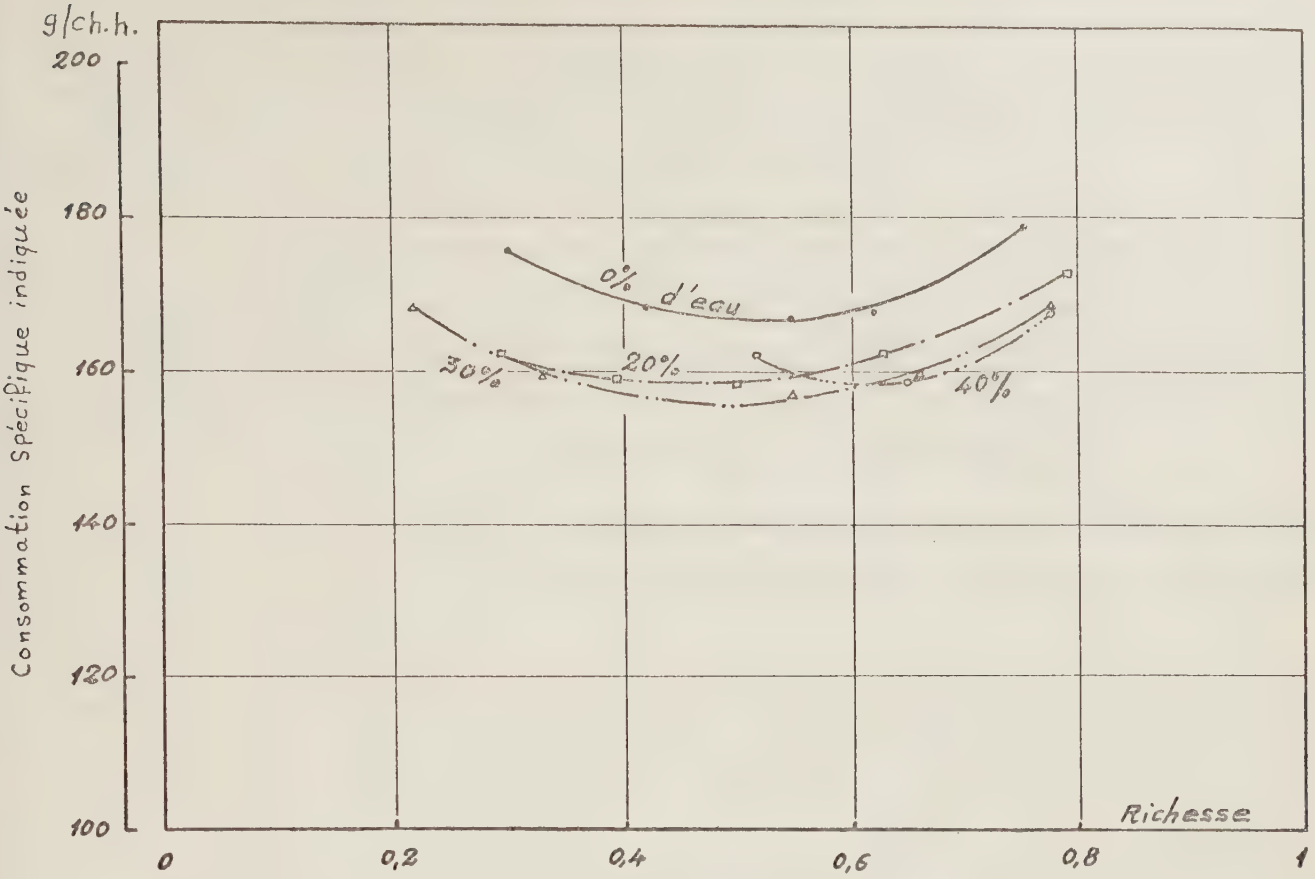


Fig.7 - Influence des émulsions eau-fuel sur la consommation spécifique indiquée du moteur (A), aux différentes richesses.

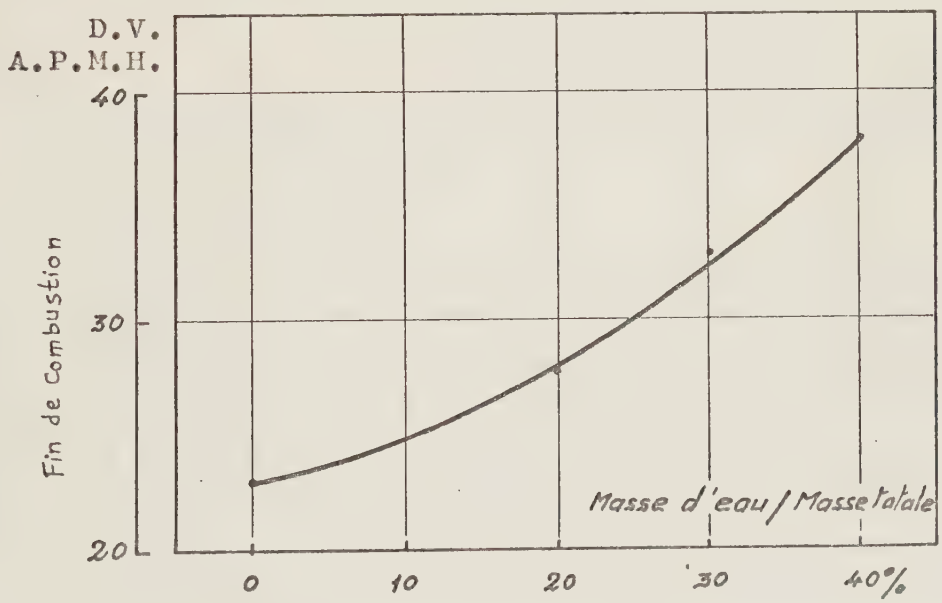


Fig.8- Influence du pourcentage d'eau dans l'émulsion sur la fin de la combustion .

r = 0,63 , N= 2000 t/mn

On constate sur la (fig.9) en superposant les diagrammes de combustion de 0, 20 et 40 % d'eau à la même richesse, que la position de P max est peu changée, que la partie du diagramme précédent le P.M.H. est nettement diminuée avec l'injection d'eau au profit de la 3ème phase de combustion.

La figure (10) montre la variation du rapport d'excès d'air α avec la teneur en eau de l'émulsion, à une charge constante (P_e = 25 ch. à 2000 t/mn). On constate qu'avec l'augmentation du pourcentage d'eau le rapport d'ecès d'air global diminue légèrement, ceci conduit à dire que l'emploi de l'émulsion permet d'opérer avec un excès d'air réduit, donc une concentration d'oxygène inférieure.

On remarque sur la même figure les diminutions de la consommation spécifique indiquée et de l'opacité de fumée avec l'augmentation de la teneur en eau de l'émulsion pour la même charge.

Bien entendu les températures d'échappement décroissent avec la présence d'eau dans la chambre de combustion. La figure (11) montre une diminution nette des températures d'échappement avec l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion, et qu'à richesse constante (r = 0,63) cette température est de 490 °C avec le fuel, alors que l'on obtient 475 °C avec l'émulsion 20 %, et 445°C avec celle à 30 % d'eau.

Il est à remarquer que pour un mélange à 10 % d'eau, les performances du moteur (A) et les émissions de polluants sont très proches de celles obtenues avec le fuel normal. Une variation notable n'existe qu'à partir d'une teneur en eau de 20 % .

4 - INFLUENCE DES EMULSIONS EAU-FUEL SUR LES EMISSIONS DE POLLUANTS DU MOTEUR (A)

4.1. Emission d'oxydes d'azote

La figure (12) illustre l'influence favorable de l'injection des émulsions eau-fuel sur l'émission spécifique indiquée de NO_x du moteur. On constate que l'injection des émulsions entraîne une diminution importante des oxydes d'azote pour les faibles richesses. Cependant il faut atteindre des mélanges ayant des teneurs en eau supérieures à 20 % pour provoquer une diminution notable de NO_x aux fortes charges. Cette action est d'autant plus importante que la quantité d'eau devient grande.

La diminution de l'émission de NO_x pour une richesse élevée (r = 0,75) est :

- de 25 % avec l'émulsion à 20 % d'eau.
- de 65 % avec l'émulsion à 40 % d'eau.

...../

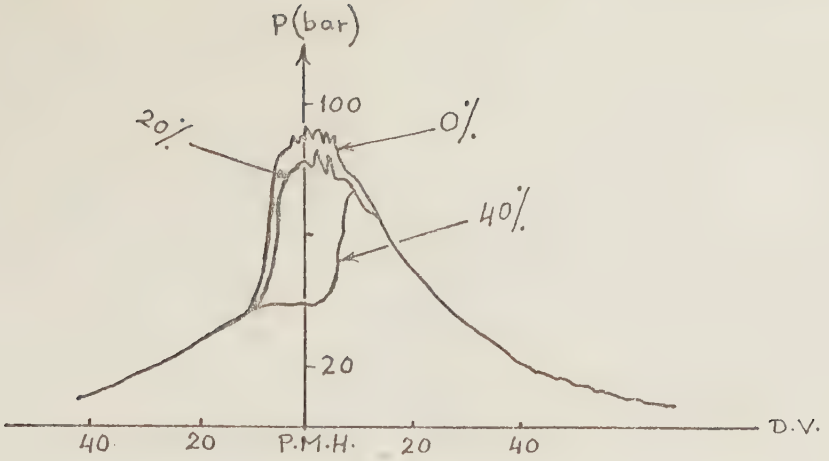


Fig.9- Influence des émulsions eau-fuel sur le diagramme de combustion du moteur (A).

$(r = 0{,}63\ ;\ N = 2000\ t/mn.)$

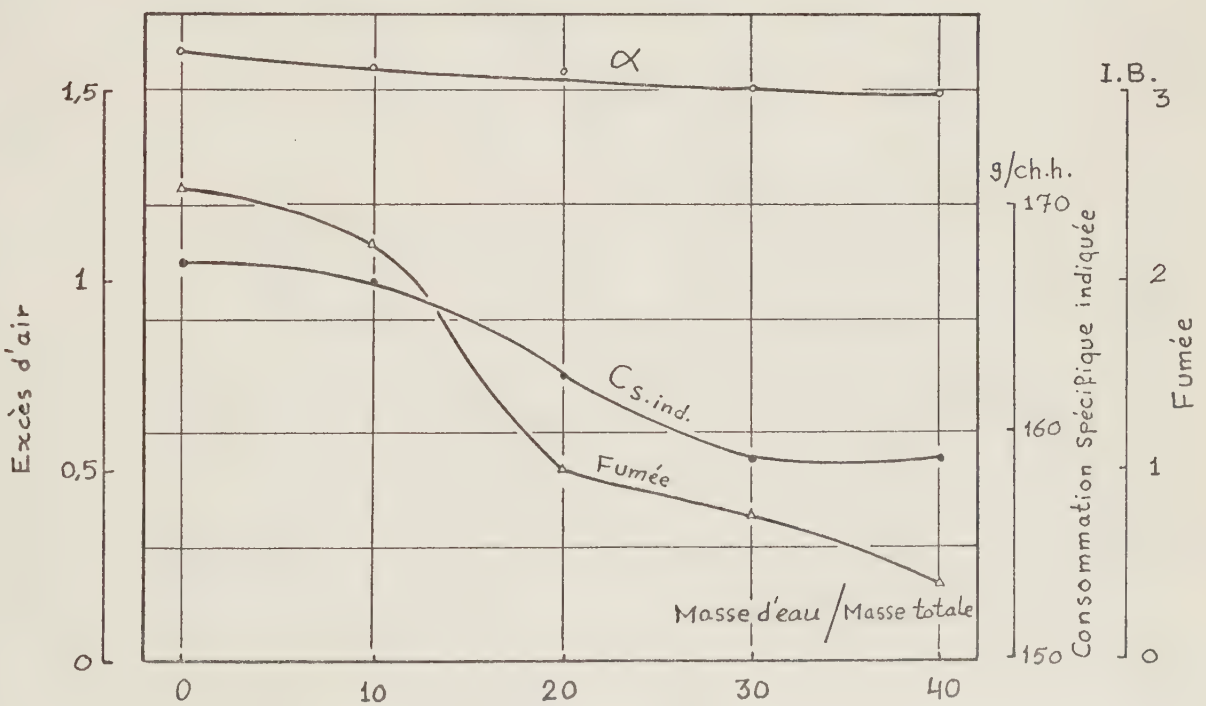


Fig.10- Influence de la teneur en eau de l'émulsion sur le rapport d'excès d'air α, la consommation spécifique indiquée et l'indice de fumée, moteur (A)

(P_e = 25 ch , N= 2000 t/mn)

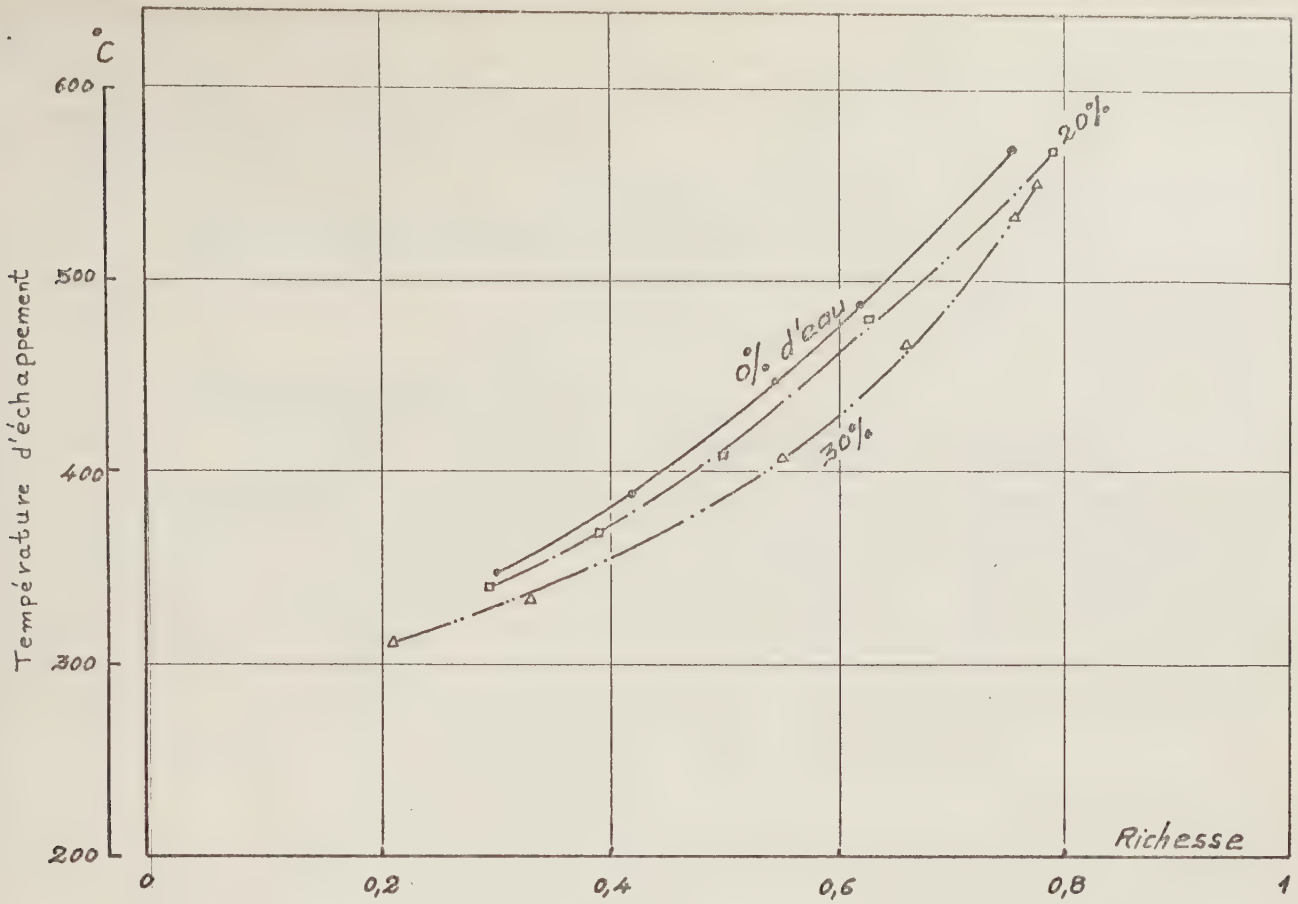


Fig.11- Influence des émulsions eau-fuel sur la température d'échappement du moteur (A) aux différentes richesses.

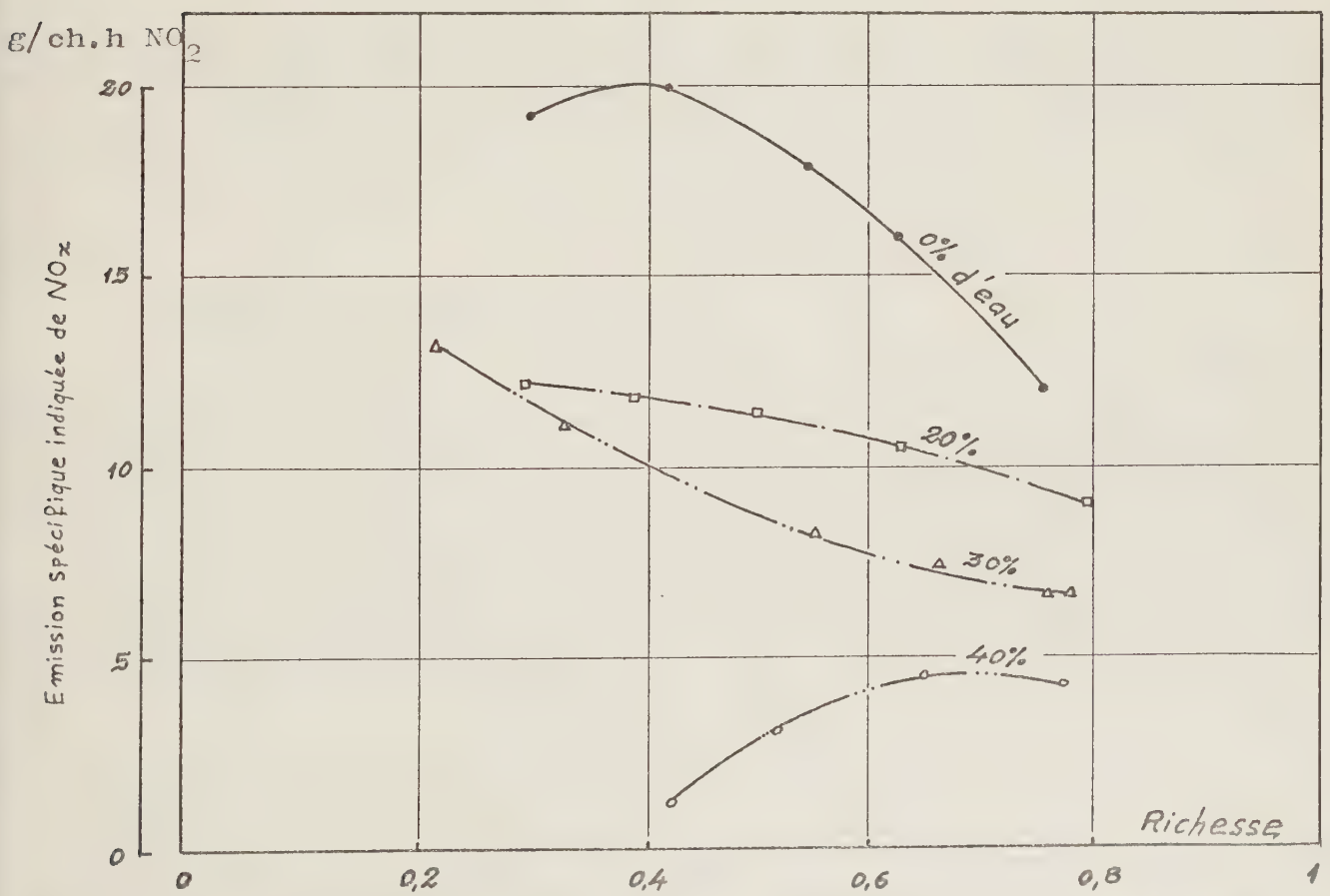


Fig.12- Influence des émulsions eau-fuel sur l'émission spécifique indiquée de NO_x du moteur (A) , aux différentes richesses.

Tandis qu'aux richesses faibles :

- de plus de 40 % avec l'émulsion à 20 % d'eau.
- de 94 % avec l'émulsion à 40 % d'eau.

4.2. Emission d'oxyde de Carbone

La figure (13) représente l'émission spécifique indiquée de CO en fonction de la richesse du moteur pour différentes émulsions. A richesse constante (r = 0,63), il apparait nettement que la teneur en CO des gaz d'échappement diminue avec l'augmentation de la quantité d'eau injectée, par contre aux faibles richesses toutes les émulsions ont tendance à augmenter l'émission de CO. D'autre part l'émulsion eau-fuel permet de repousser la limite d'apparition des fortes teneurs en CO dues aux imbrûlés de combustion vers les faibles rapports air/combustible.

On peut constater d'après ces résultats, que l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion à la richesse (r = 0,63), entraîne une meilleure homogénation du mélange, provoquant une amélioration dans le processus de combustion, et par conséquent une diminution de la teneur en CO. Tandis qu'à faible richesse l'augmentation de la concentration de CO dans les gaz d'échappement par rapport au fonctionnement au fuel est le signe d'une mauvaise combustion.

Le déplacement de la limite d'apparition des fortes teneurs en CO vers les faibles rapports air/combustible, en augmentant le pourcentage d'eau dans l'émulsion, est expliqué par le déplacement de la zone de formation maximale de CO, qui se situe dans la zone entre la pression et la température maxima.

4.3. Emission de suie à l'échappement

Le moteur (A) présente une grande sensibilité à la fumée qui limite sa puissance à des richesses inférieures à 0,73 (fumée limite 3,5 indice Bosch). La présence d'eau dans le combustible joue un rôle important sur la densité de fumée à l'échappement (fig.14); son opacité diminue en fonction de l'augmentation du pourcentage d'eau en émulsion. Cette diminution est d'autant plus importante que la quantité d'eau en émulsion augmente; elle permet de repousser la limite de puissance du moteur de 20 % avec l'émulsion à 20 % d'eau.

...../

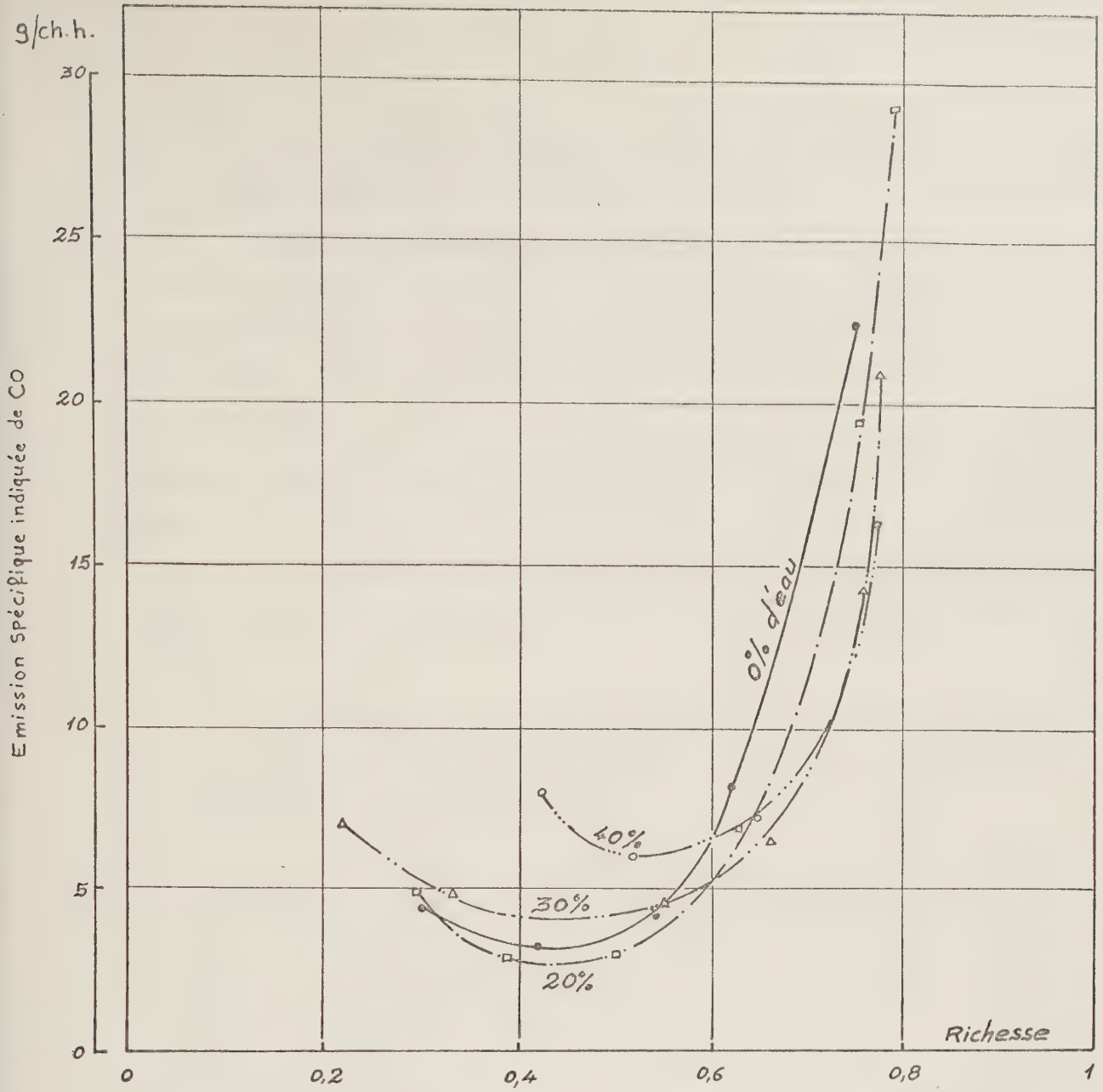


Fig.13- Influence des émulsions eau-fuel sur l'émission spécifique indiquée de CO du moteur (A), aux différentes richesses.

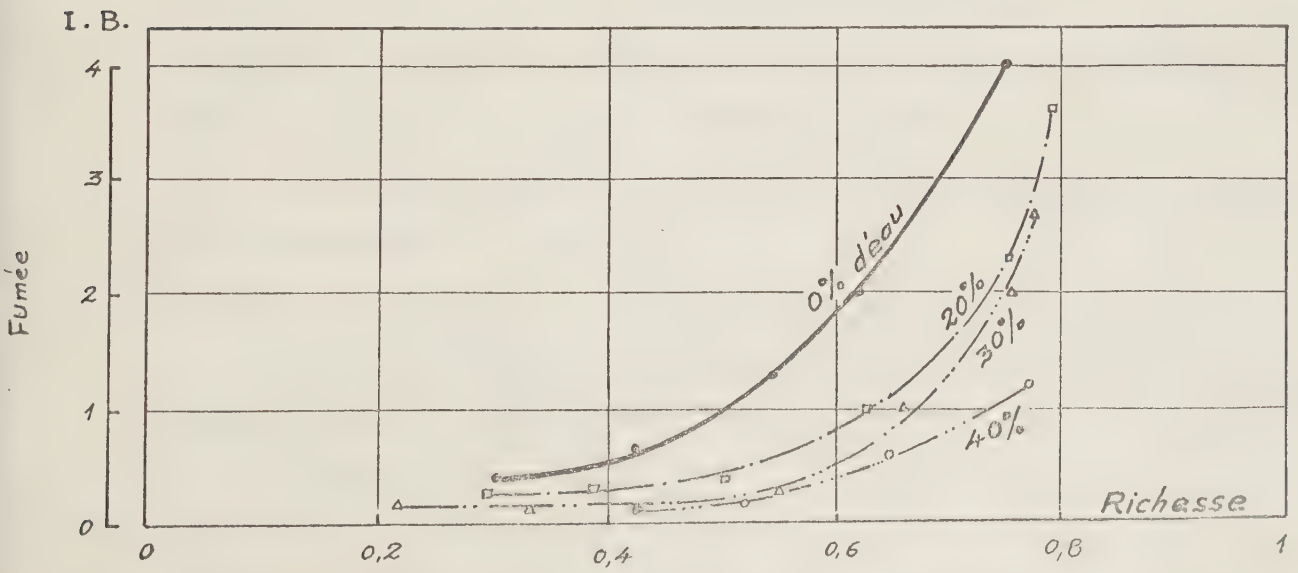
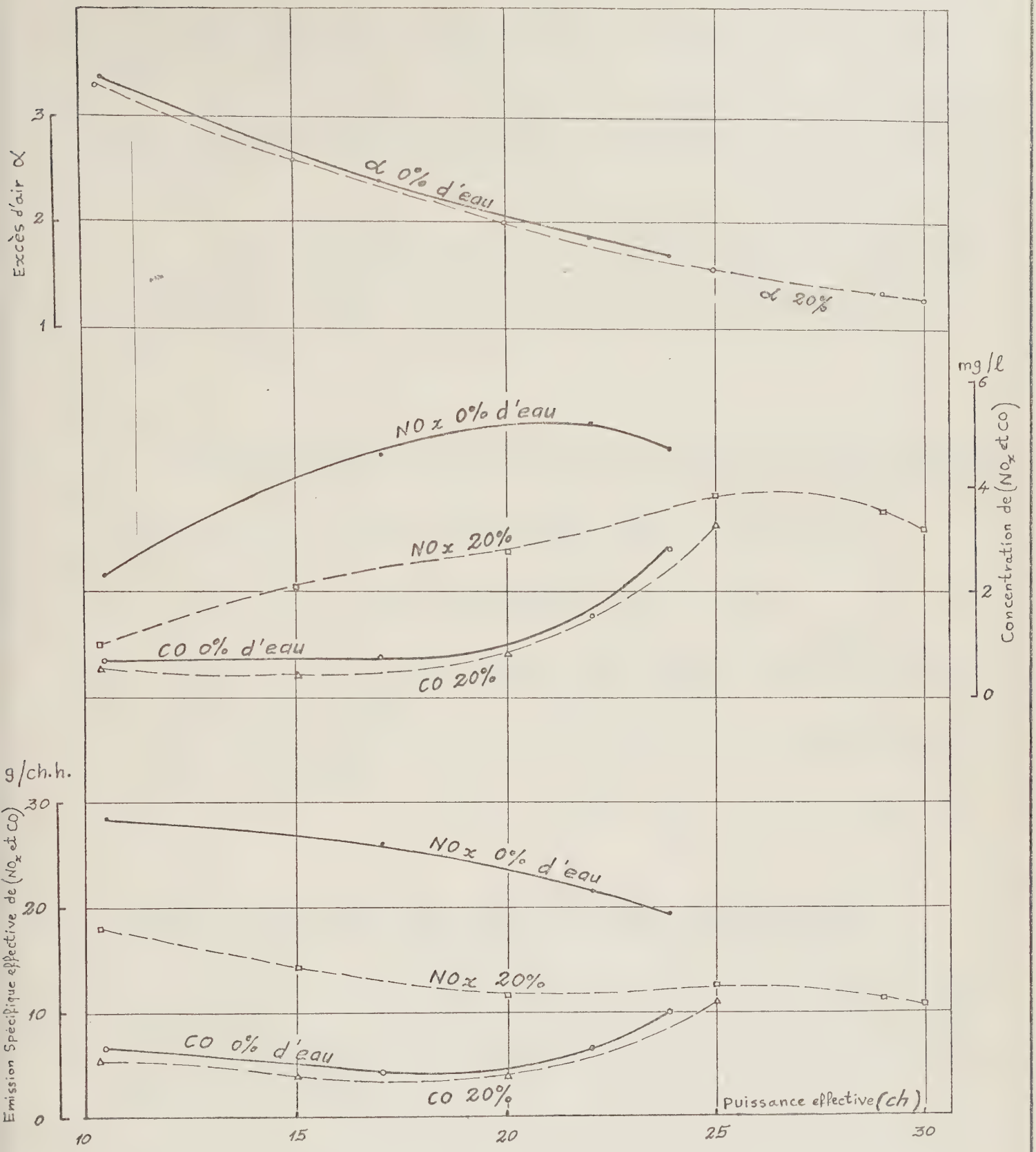


Fig.14- Influence des émulsions eau-fuel sur la fumée à l'échappement du moteur (A) aux différentes richesses.



Fis. 15- Influence de l'émulsion 20% sur la concentration et l'émission spécifique effectives (NO_x et CO) et l'excès d'air du moteur (A) , aux différentes charges.

Pour l'émission de l'oxyde de carbone on remarque que la teneur en CO est presque constante jusqu'à une puissance de 20 ch., où elle commence à augmenter.

Durant la variation de la charge du moteur, les concentrations et l'émission spécifique d'oxyde d'azote sont supérieures, dans les mêmes conditions, à celles d'oxyde de carbone.

On peut remarquer que les concentrations de NO_x diminuent considérablement avec l'injection de l'émulsion, surtout aux charges partielles, où le facteur température l'emporte sur celui de la quantité d'oxygène. Cette diminution est beaucoup moins importante pour l'oxyde de carbone.

4.5. Variation des coefficients de réduction de polluants avec l'émulsion à 20 % d'eau

La figure (16) montre la variation des coefficients de réduction de NO_x , CO et de la fumée en fonction de la richesse pour l'émulsion à 20 % d'eau.

On constate que ces coefficients de réduction varient :

- Pour la fumée : entre 0,30 et 0,35; avec un maximum pour la richesse 0,6 ;
- Pour le NO_x : entre 0,20 et 0,35; avec une diminution en fonction de l'augmentation de la richesse;
- Pour le CO : entre 0 et 0,20; avec une augmentation en fonction de l'augmentation de la richesse.

5 - PULVERISATION DE L'EAU DANS LE COLLECTEUR D'ADMISSION DU MOTEUR (A)

Les essais d'injection des émulsions eau-fuel, ont montré que la présence d'eau dans la chambre de combustion d'un moteur à allumage par compression pouvait, tout en diminuant la consommation spécifique indiquée du moteur, réduire efficacement les émissions de polluants à l'échappement d'oxydes d'azote et de suies.

Ces essais ont conduit à expérimenter l'introduction de l'eau dans le cylindre par pulvérisation dans la tubulure d'admission. C'est donc en présence d'un air comburant fortement humidifié que nous allons étudier le fonctionnement du moteur (A).

Des simples gicleurs ont été utilisés pour pulvériser l'eau en permanence dans le collecteur d'admission, très près de la soupape d'admission du moteur, avec

...../

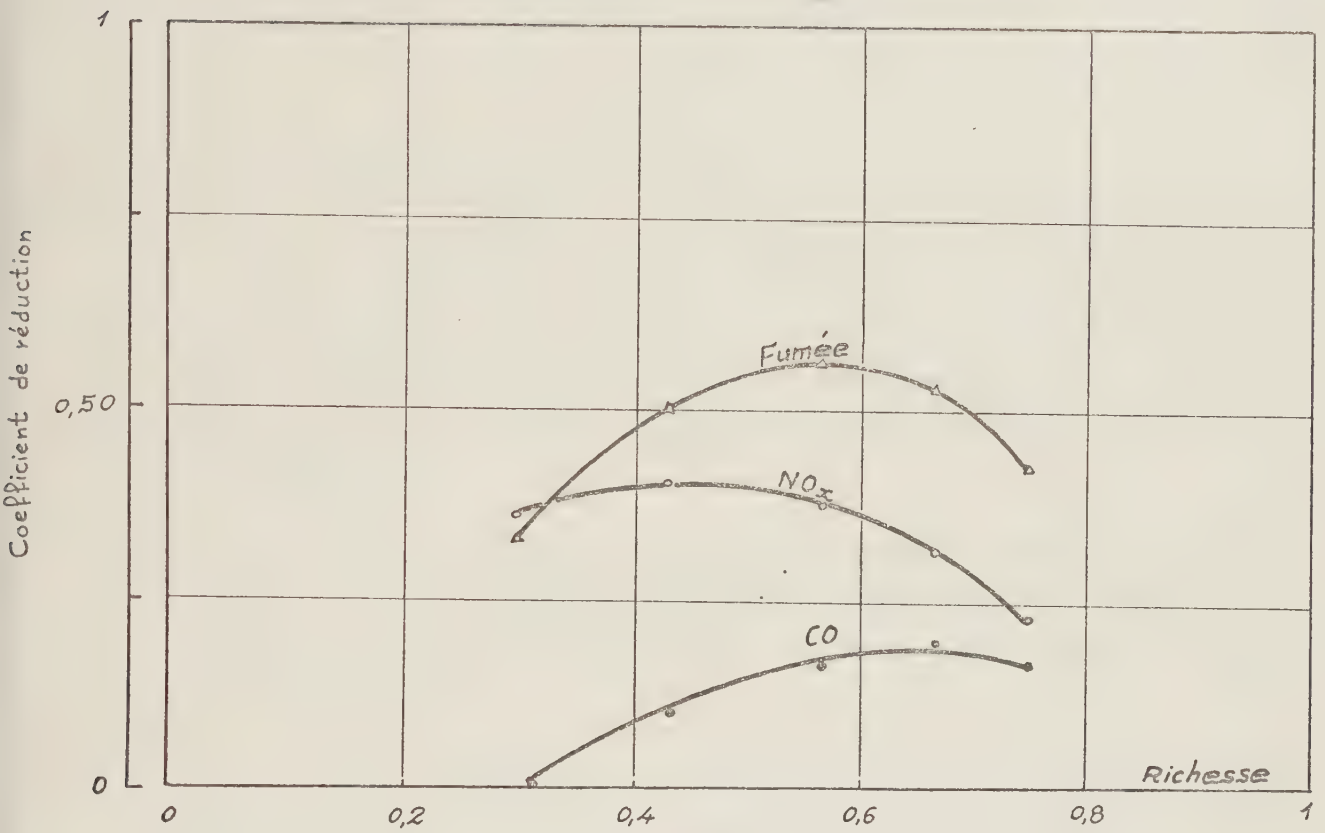


Fig.16 - Influence de la richesse sur les coefficients de réduction de polluants pour l'émulsion à 20% d'eau , moteur (A).

un angle de pulvérisation de 30° pour mieux orienter le jet d'eau. Le débit d'eau a été modifié en faisant varier la pression d'azote appliquée sur le réservoir d'eau.

La quantité d'eau introduite a varié de 0 à 65 % (masse d'eau/masse d'eau + masse combustible), pour une richesse constante (r = 0,63), au régime de 2000 t/mn.

Il est à remarquer que le fonctionnement du moteur n'était pas stable, surtout pour les grandes quantités d'eau introduites.

5.1. Caractéristiques de fonctionnement

Le début d'injection était choisi pour différentes teneurs d'eau, de façon à obtenir la consommation spécifique indiquée minimale pour une puissance donnée. Il ressort contrairement à ce que l'on a trouvé avec l'émulsion que l'avance optimale à l'injection augmente simultanément avec l'accroissement de la quantité d'eau pulvérisée dans le collecteur d'admission, pour compenser l'augmentation du délai d'inflammation.

On constate qu'avec l'augmentation de la quantité d'eau pulvérisée à l'admission, le délai d'inflammation augmente progressivement et passe de 16 D.V. avec le gas oil pur à 19,5 D.V. avec 65 % d'eau de la masse totale (augmentation de 20 %) voir (fig.17).

La montée en pression au début de l'inflammation ($\frac{dP}{d\alpha}$ max) augmente lorsque la quantité d'eau introduite croît. Cette augmentation est de l'ordre de 20 % pour une quantité d'eau introduite de 65 %, ceci est dû à l'augmentation du délai d'inflammation (à comparer avec une augmentation de plus de 150 % pour une émulsion à 30 % d'eau).

On note que la pression maximale du cycle reste quasiment constante avec la variation du pourcentage d'eau. Tandis que la position de la pression maximale se rapproche du P.M.H. (3,2 D.V. sans eau, et 1,5 avec 65 % d'eau) (fig.18). Il est logique qu'avec l'augmentation de l'avance on décale la position de la Pmax vers le P.M.H. comme pour la montée en pression, l'injection d'eau semble provoquer les mêmes effets qu'une augmentation de l'avance à l'injection.

On a remarqué une diminution appréciable de la température d'échappement qui passe de 540 °C sans eau à 465 °C avec 65 % d'eau (fig.18).

On voit sur la figure (19) que la consommation spécifique évolue de façon sensible en accusant un minimum pour une pulvérisation de l'ordre de 35 % d'eau,

...../

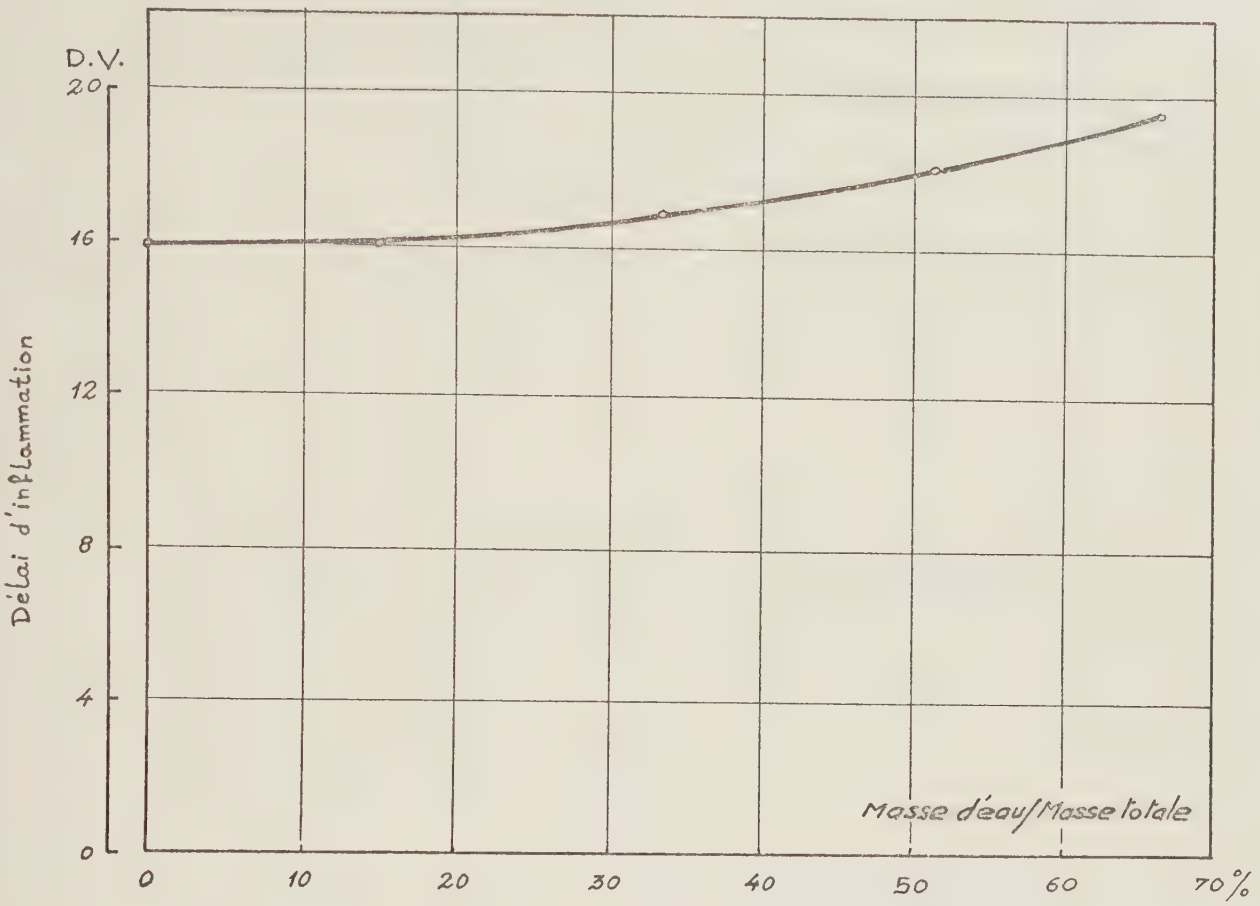


Fig. 17 - Influence de la pulvérisation de l'eau à l'admission du moteur (A) sur le délai d'inflammation.

N = 2000 t/mn r= 0,63 AV. optimale

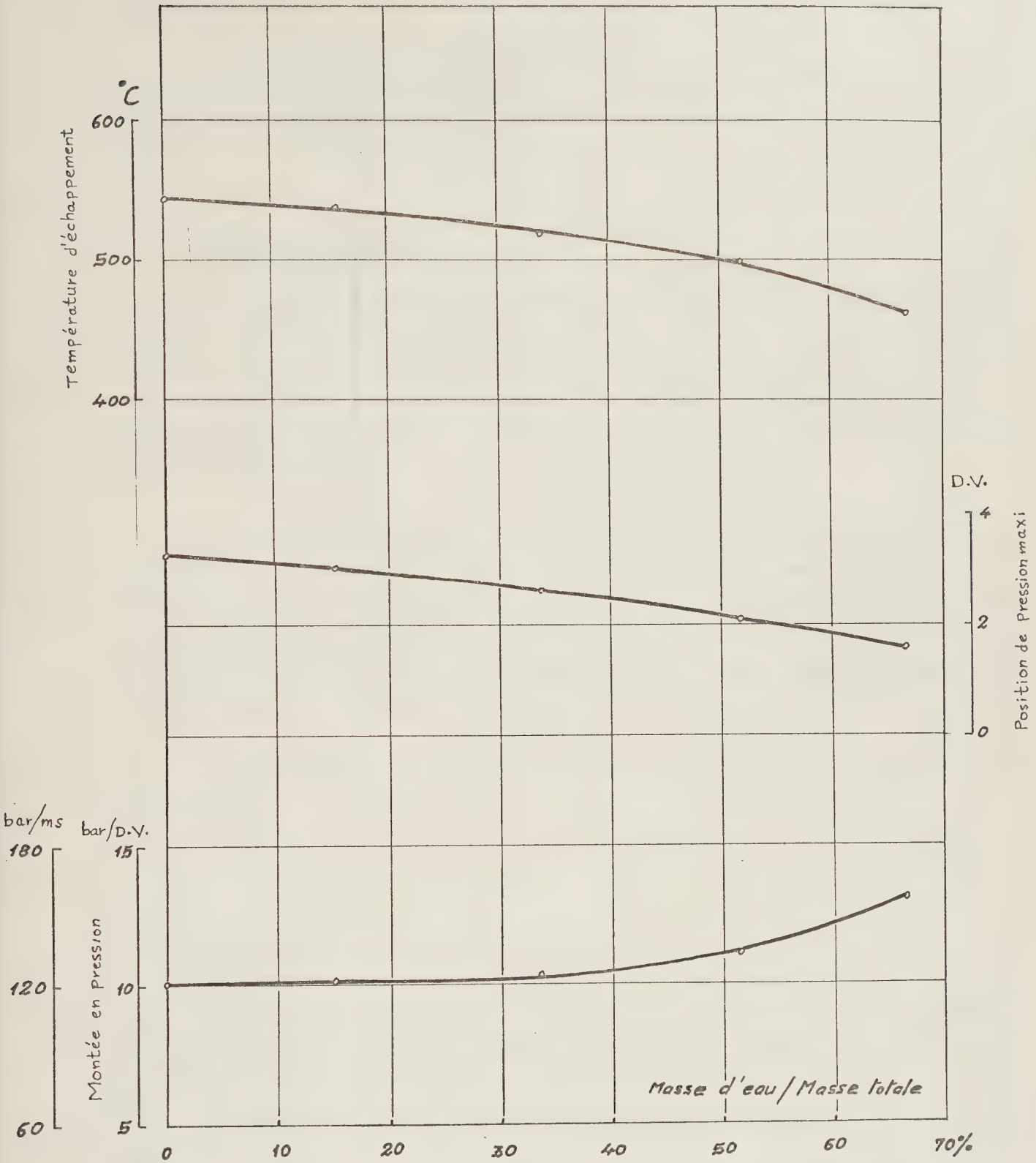


Fig.18- Influence de la pulvérisation de l'eau à l'admission du moteur A sur les caractéristiques de pression maxi. et sur la température d'échappement. (r = 0,63 , N= 2000 T/mn , AV. optimale)

au-delà il se produit une dégradation de la combustion, dûe à une teneur excessive en vapeur d'eau.

Le débit d'air reste à peu près constant et est de l'ordre de 4,8 kg/ch.h. avec n'importe quelle quantité d'eau injectée, c'est-à-dire que le coefficient de remplissage n'a pas tellement changé.

5.2. Emission des polluants

La figure (19) montre que l'émission de NO_x diminue notablement quand la proportion d'eau augmente, cette réduction étant de 50 % avec 65 % d'eau pour l'avance optimale à l'injection. Nous avons obtenu le même ordre de réduction pour la même quantité d'eau pulvérisée avec une avance fixe de 39 D.V. Il ressort de ceci que la présence d'eau dans le cycle a un rôle beaucoup plus important que celui de l'avance sur la réduction de NO_x .

La figure (19) présente l'émission de CO en fonction du pourcentage d'eau. On voit qu'il y a une diminution importante de l'émission de CO pour de faibles débits d'eau, de l'ordre de 40 %, suivie d'une augmentation nette lorsque on dépasse une pulvérisation de l'ordre de 40 %. L'évolution des teneurs en monoxyde de carbone suit de très près l'évolution de la consommation spécifique indiquée et correspond à la dégradation de la combustion du gas oil en présence d'un excès d'eau important.

La réduction de l'indice de fumée étant de 40 % pour une pulvérisation de 65 %, (fig.19).

6 - PULVERISATION DE L'EAU OXYGENEE A L'ADMISSION ET A L'ECHAPPEMENT :

Nous avons effectué une série d'essais sur le moteur (A), à une richesse constante (r = 0,63), et au régime de 2000 t/mn, afin d'étudier la possibilité de la réduction d'émission des polluants par la pulvérisation d'eau oxygénée à (55) volumes, à l'admission et à l'échappement. Ces essais ont été réalisés en utilisant des gicleurs de brûleurs alimentés sous pression, comme dans le cas de la pulvérisation d'eau ordinaire. La quantité d'eau oxygénée introduite à l'admission a varié de 0 à 60 % (masse d'eau oxygénée/masse d'eau oxygénée + masse de combustible). La teneur en eau oxygénée pulvérisée à l'échappement n'a pas dépassée 30 % . On voit qu'elle détériore rapidement les soudures et les joints de la tuyauterie d'échappement.

...../

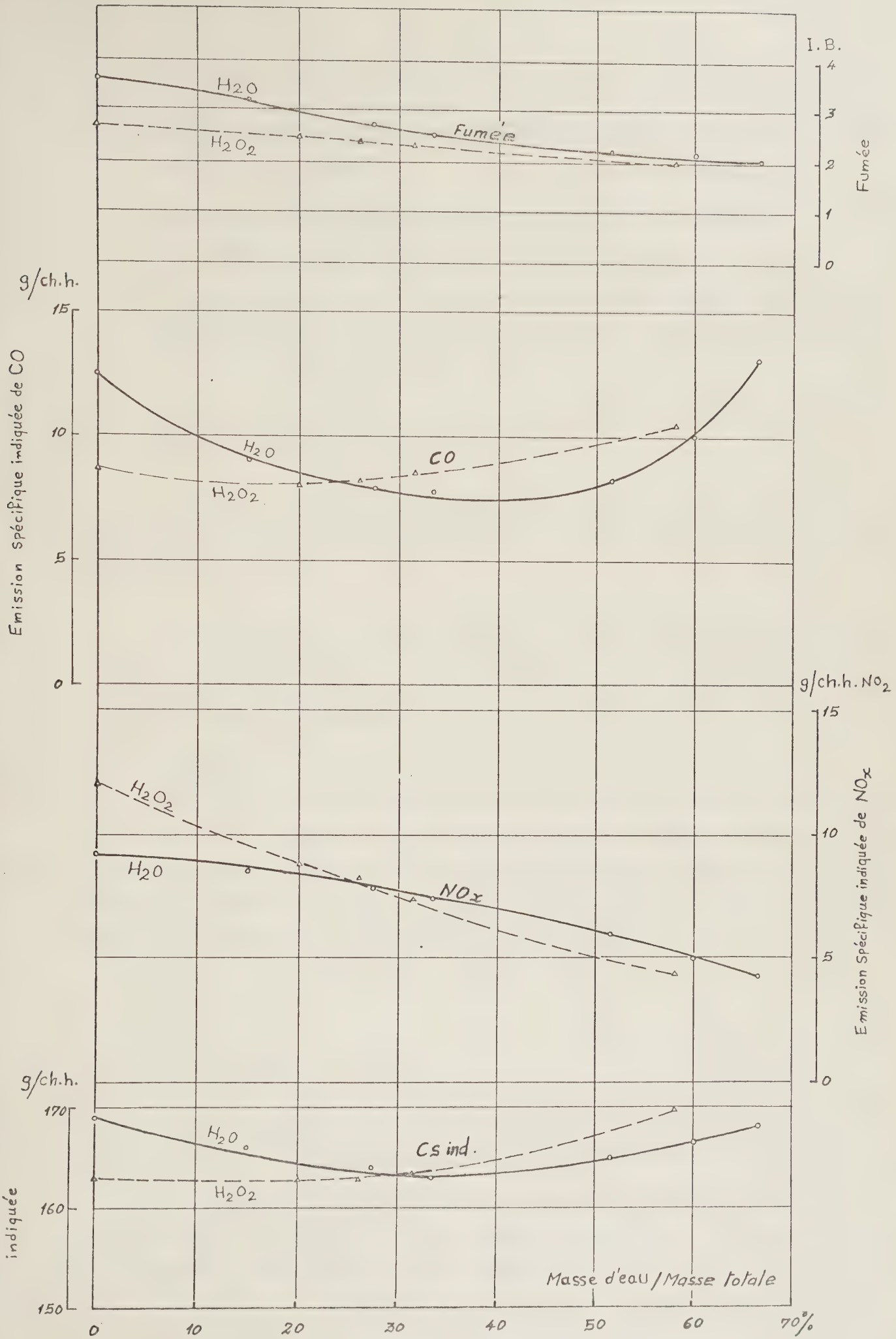


Fig. 19 - Influence de la pulvérisation d'eau et de l'eau oxygénée à l'admission du moteur (A) sur la consommation spécifique indiquée et l'émission des polluants. ($N = 2000$ t/mn ; $r = 0,63$; Av. optimale)

Ces essais permettent de constater que :

- L'avance optimale a été retardée de l'ordre de 4 D.V. par rapport au gas-oil pour 60 % d'eau oxygénée.

- Le délai d'inflammation et la montée maximale en pression sont peu influencés par l'augmentation de la quantité d'eau oxygénée.

- La consommation spécifique indiquée, évolue de façon sensible en accusant un minimum pour une pulvérisation de l'ordre de 20 % d'eau oxygénée (fig. 19). Il en va de même pour l'émission de CO.

- L'émission de NO_x diminue de 60 % avec 60 % d'eau oxygéne. La réduction de l'indice de fumée étant de 25 % (fig. 19).

Il semble donc qu'au point de vue réduction de NO_x , la pulvérisation d'eau oxygénée à l'admission présente plus d'intérêt que celle de l'eau ordinaire dans le cas du moteur (A).

La pulvérisation de l'eau oxygénée dans les tuyauteries d'échappement, est nuisible à la tenue mécanique de la tuyauterie, ce qui nous conduit à penser que sa pulvérisation à l'admission pourrait avoir un effet nocif sur la chambre de combustion et les soupapes d'admission.

Remarque :

Il y a une certaine dispersion sur les valeurs des concentrations de polluants : ceci est dû à des erreurs probables de mesure, mais les écarts les plus importants peuvent être constatés pour des essais faits à plusieurs jours d'intervalle. Ceci peut être dû aux variations d'humidité de l'air atmosphérique qui modifient les performances de fonctionnement de moteur [8] , et la composition des gaz d'échappement [46] .

7 - ESSAIS D'ENDURANCE

L'essai d'endurance a été effectué sur ce moteur. Au bout de (250) heures de travail, avec les pourcentages d'eau dans l'émulsion eau-fuel de 10 à 40 %.

Le démontage des pièces subissant directement l'effet dû à l'émulsion (pompe à injection, injecteur, culasse, soupapes... etc.), n'a montré aucune dégradation, particulièrement dans le système d'injection. D'autre part, l'analyse de l'huile

...../

de lubrification a montré que toute l'eau d'émulsion injectée dans l'air à la fin de compression s'évapore complètement pendant la combustion, en dépit de l'introduction d'une grande quantité d'eau jusqu'à 40 % de la masse totale.

8 - ETUDE COMPARATIVE DES MODES DE REDUCTION DE POLLUANTS UTILISES DANS LE MOTEUR (A)

Il ressort des essais précédents que l'addition d'eau dans le cycle du moteur, présente un intérêt certain au point de vue réduction des émissions des polluants, surtout pour les oxydes d'azote et la fumée. Mais le rapport de réduction varie suivant le mode d'application du procédé dans le moteur.

La figure (20) montre l'influence du pourcentage d'eau utilisée au cours de l'expérience avec les différents procédés, sur la consommation spécifique indiquée et les émissions de polluants, à richesse constante (r = 0,63) et pour une vitesse de 2000 t/mn.

On remarque qu'il y a une certaine dispersion entre les points de départ à 0 % d'eau, ces essais n'ayant pas été faits dans les mêmes conditions atmosphériques. Pour faire une étude comparative claire des influences des différents procédés sur la consommation spécifique indiquée et les émissions à l'échappement, on est obligé de rapporter les valeurs absolues de variations à un point fixe de départ, en considérant, pour chaque procédé, la valeur trouvée avec le fuel pur comme base de comparaison égale à 1, (fig. 21 et 22).

On peut constater sur ces dernières figures que :

- Pour un pourcentage d'eau donné, la consommation spécifique indiquée la plus faible se produit avec l'utilisation de l'émulsion eau-fuel, et que cette consommation diminue avec l'accroissement de la teneur en eau de l'émulsion.

- La diminution de l'opacité de la fumée est beaucoup plus conséquente avec l'émulsion eau-fuel qu'avec les pulvérisations à l'admission de l'eau et de l'eau oxygénée.

- La réduction la plus importante de la concentration d'oxyde d'azote est obtenue avec l'émulsion eau-fuel. On peut obtenir une réduction de 50 % de NO_x avec une teneur soit :

  - de 30 % d'eau dans l'émulsion
  - de 45 % d'eau oxygénée
  - de 65 % d'eau ordinaire

...../

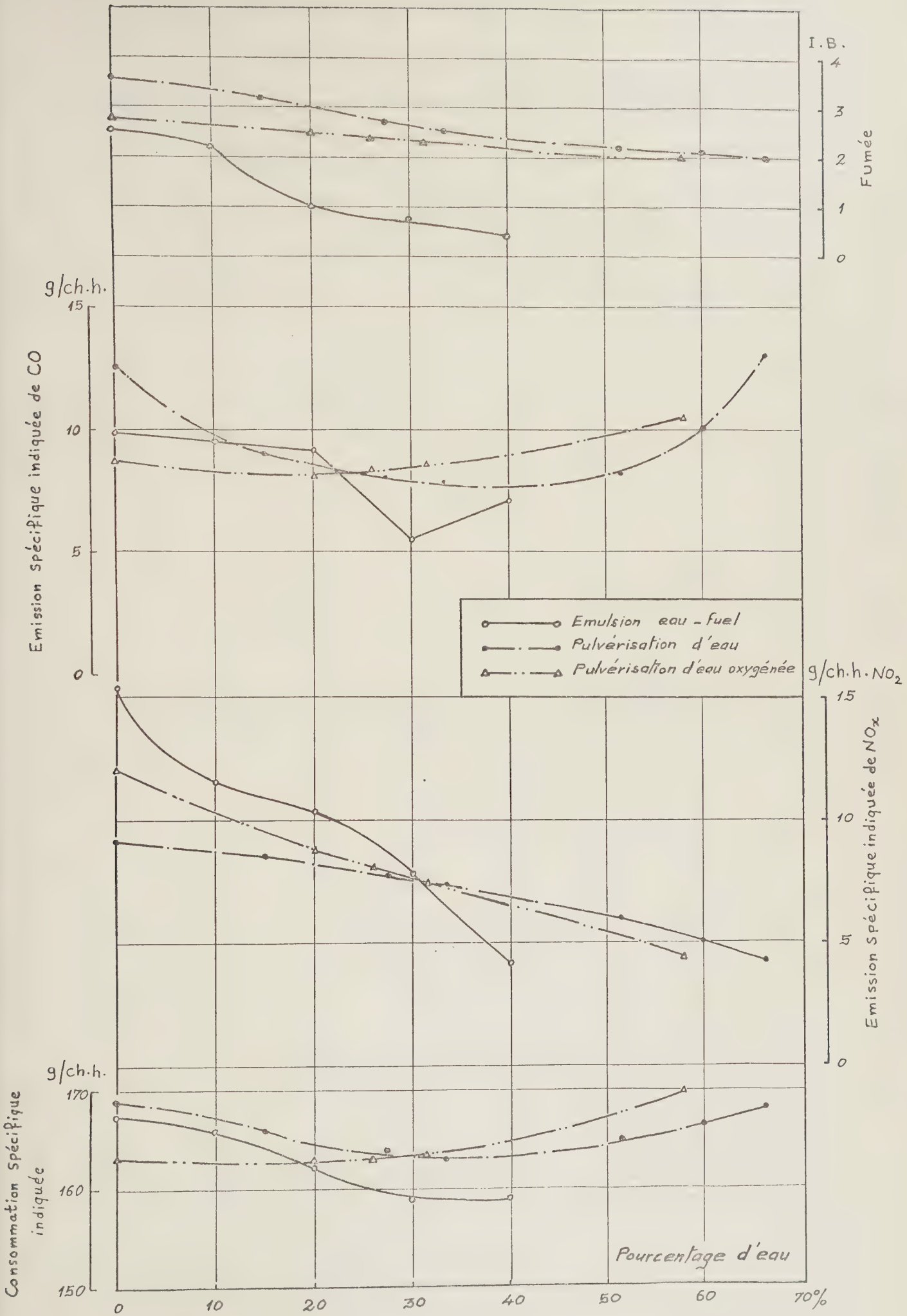


Fig.20 - Variation de la Consommation Spécifique indiquée et l'émission de polluants avec le pourcentage d'eau, moteur (A).
(r = 0,63 ; N = 2000 t/mn ; AV. optimal)

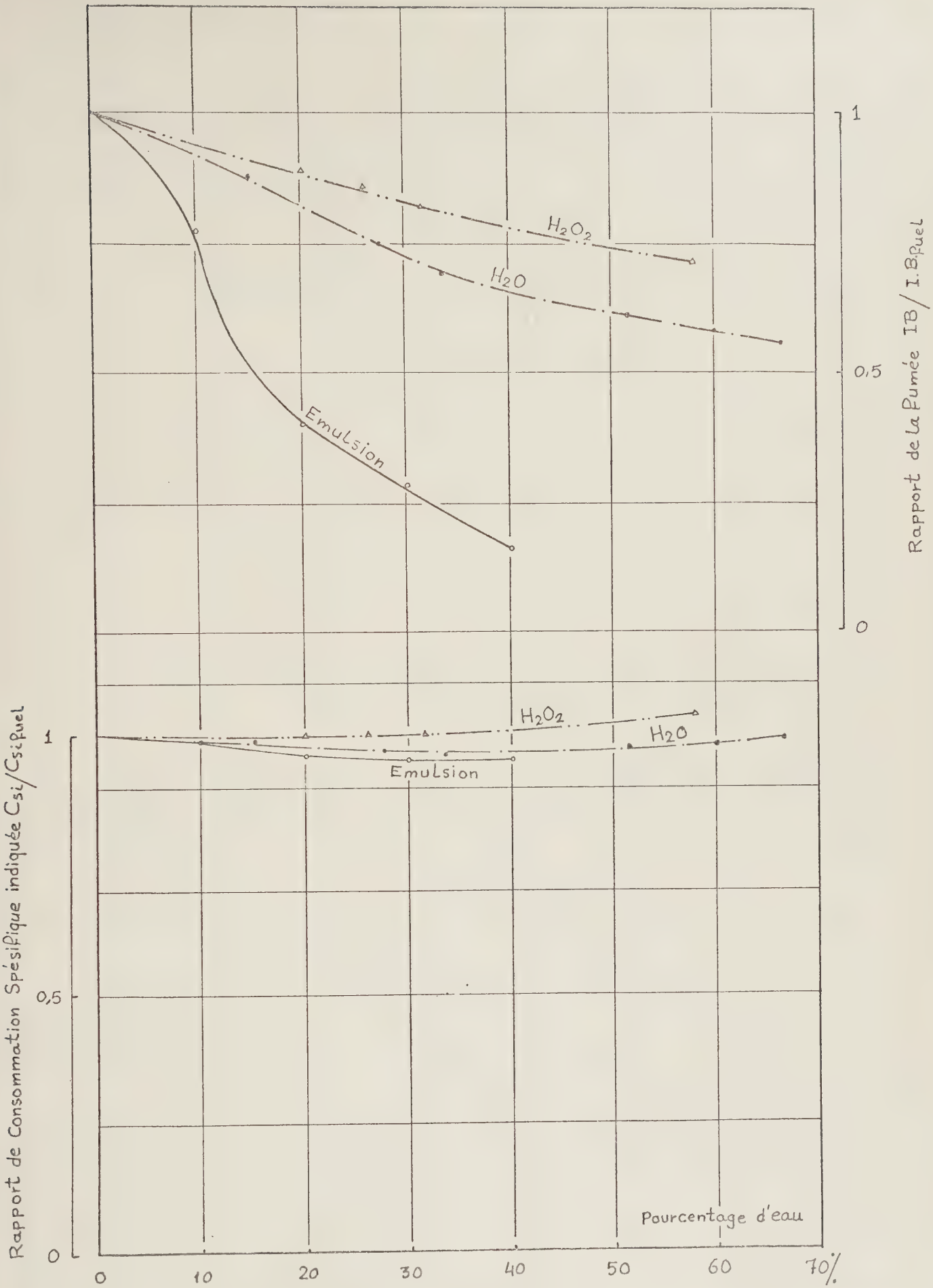


Fig.21- Influence du pourcentage d'eau sur les rapports de la consommation spécifique indiquée et de la fumée, moteur (A).
r= 0,63 N= 2000 t/mn AV. Optimale

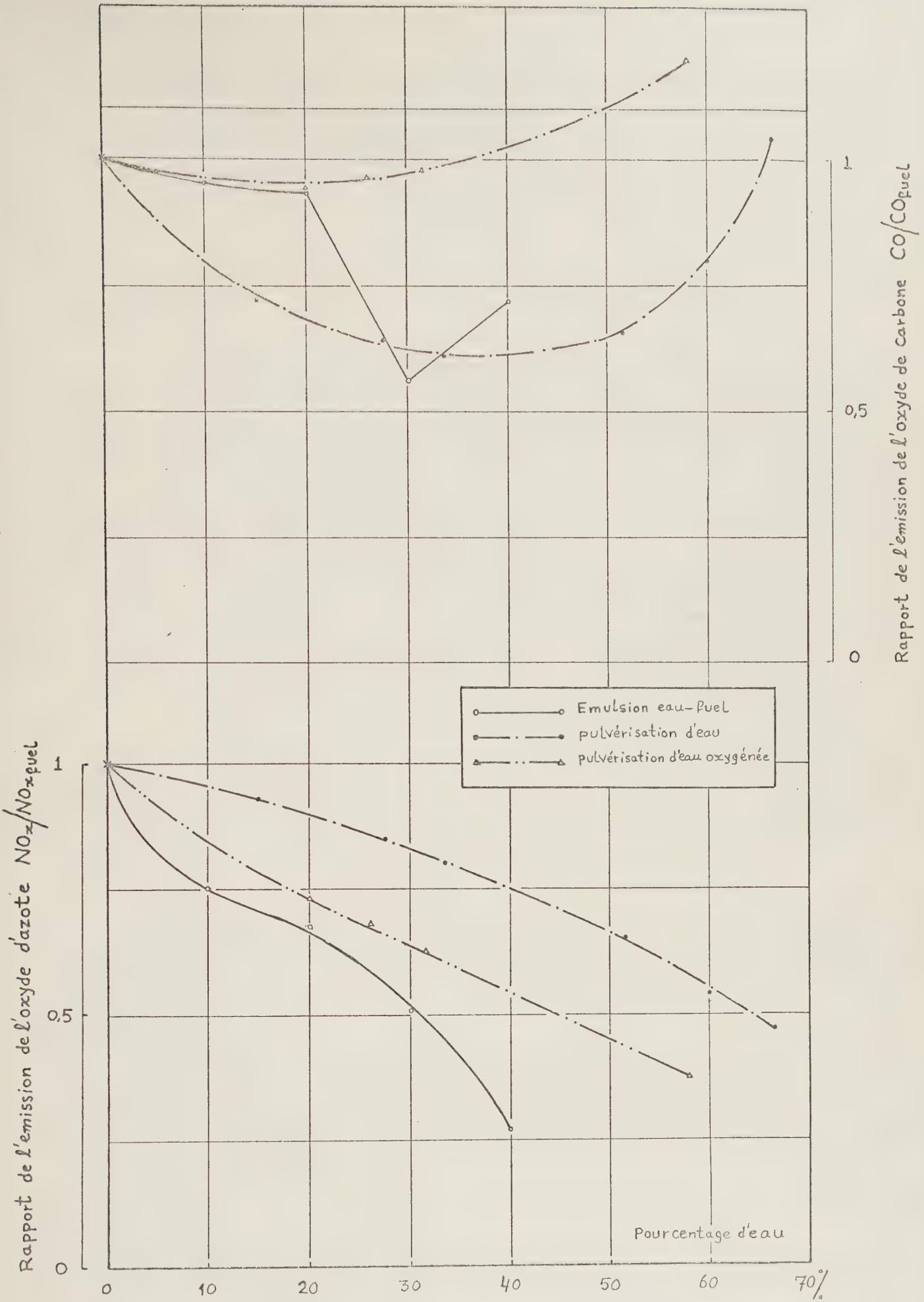


Fig.22- Influence du pourcentage d'eau sur les rapports des émissions spécifiques indiquées de NO_x et de CO , moteur (A)

r= 0,63 N= 2000 t/mn AV. optimale

- L'émission minimale de CO est obtenue avec la pulvérisation d'eau à l'admission à une richesse (r = 0,63), pour 40 % d'eau. On voit que la variation de concentration de CO avec les pourcentages d'eau pour l'émulsion eau-fuel, se situe entre les pulvérisations d'eau et d'eau oxygénée.

9 - CONCLUSIONS

Comme dans le cas des émulsions eau-gas oil, la pulvérisation d'eau à l'admission du moteur (A) semble profitable du point de vue réduction des émissions des polluants, elle entraîne par contre une instabilité de fonctionnement du moteur pour des grandes quantités d'eau pulvérisée à l'admission (50 % d'eau), malgré que l'augmentation du délai d'inflammation soit moins importante par rapport à l'injection d'émulsion eau-fuel. Les mêmes résultats peuvent être obtenus par l'injection d'une émulsion eau-fuel, avec une faible quantité d'eau (20 % d'eau). Dans ce cas, le fonctionnement du moteur est plus stable. Il n'est pas possible d'aller jusqu'à un pourcentage d'eau très élevé, sans réduire la vie du moteur, parce qu'une grande quantité d'eau, passant sur les pistons, pénètre dans le carter où elle a une action corrosive. Donc il ne semble pas que la pulvérisation d'eau présente un intérêt dans le cas du moteur (A).

Les mauvaises conditions d'inflammation rencontrées aux charges partielles sont les seuls inconvénients de l'utilisation des émulsions ayant un pourcentage d'eau important. Ceci entraîne une formation importante de CO. Ainsi le système d'émulsion eau-fuel présente une limite fixée à 20 % dans le cas du moteur (A) pour garantir un bon fonctionnement aux faibles charges et la marche à vide.

Lorsque le fuel est remplacé par une émulsion à 40 % d'eau, on constate que le résultat, rapporté aux meilleures performances du moteur, se traduit par une réduction de l'ordre de 94 % sur l'émission spécifique indiquée de NO_x et de 75 % sur la fumée.

Pour obtenir l'effet le plus important du procédé d'addition d'eau au moteur, il faut que la teneur en eau, et l'avance à l'injection varient en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de sa charge, pour que les limites fixées de l'émission de NO_x puissent être respectées.

...../

CHAPITRE IV

EFFET DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION, DU MODE DE REFROIDISSEMENT, ET DE LA SURALIMENTATION.

POSSIBILITES D'ADAPTATION DU PROCEDE AUX DIFFERENTS TYPES DE MOTEURS

La série suivante des essais consistait à utiliser l'émulsion eau-fuel dans des moteurs de types différents, tant par leur géométrie que par leur rapport volumique de combustion, mode de refroidissement, type d'injection, et conditions d'admission.

1 - EFFET DE LA FORME DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION, MOTEUR (B) (Préchambre)

Pour pouvoir comparer les résultats, il aurait été préférable de disposer de moteurs de même alésage. Malgré une différence importante du rapport volumique de compression entre le moteur (A) et le moteur (B), on peut considérer que la différence essentielle réside dans l'organisation de la combustion : injection directe dans une chambre ouverte pour le premier et injection dans une préchambre de turbulence pour le second.

Le moteur à chambre de turbulence est en général moins polluant que le moteur à injection directe. En fonctionnement normal, à 2500 t/mn et à une richesse de 0,5, l'émission spécifique indiquée de NO_x ne dépasse pas 5 g/ch.h., celle de CO de 1 g/ch.h.

Le but recherché en utilisant des émulsions eau-fuel est donc la réduction de l'émission NO_x à richesse réduite. Au cours des essais effectués à 2500 t/mn la limite de puissance de 11 chevaux n'a pas été dépassée.

Etant donné le rapport volumique de compression élevée du moteur ($\varepsilon = 21,8$), on peut s'attendre à pouvoir injecter des émulsions à des teneurs en eau assez élevées, sans pour autant détériorer les conditions d'inflammation. La réalité est tout autre, car le moteur ne supporte l'émulsion à 30 % d'eau que très difficilement.

1.1. Caractéristiques de fonctionnement

Pour la recherche de l'avance optimale à l'injection le même débit de fuel injecté par cycle (40 mm3/cycle) a été conservé pour chaque émulsion essayée.

La figure (23) montre les performances du moteur (B) en fonction de l'avance à l'injection. Il semble que le fonctionnement du moteur est peu sensible à la variation de l'avance. On remarque aussi qu'il y a une diminution de pression maximale avec l'émulsion 30 % dû à la détérioration de combustion en présence d'une quantité d'eau considérable.

...../

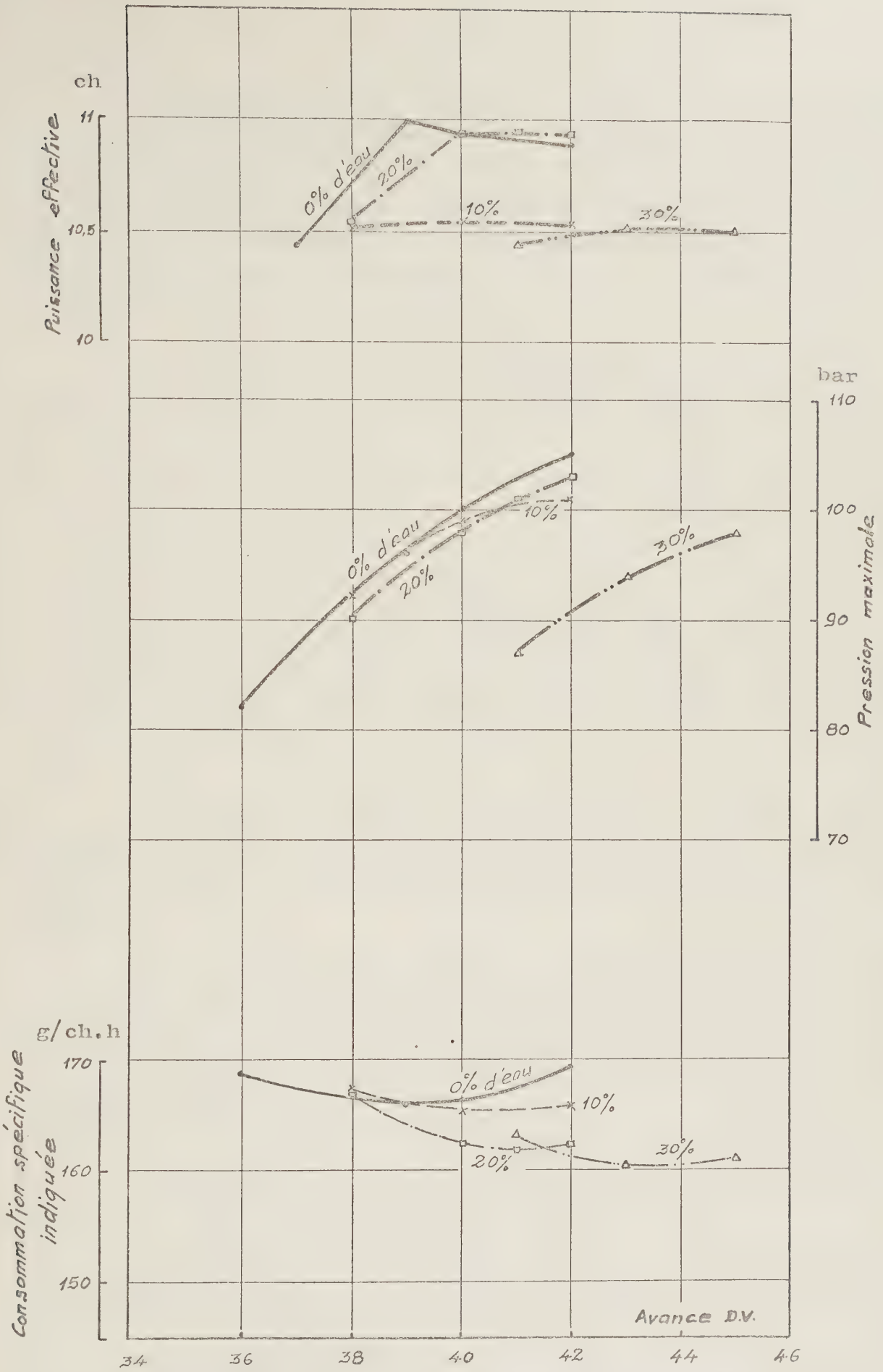


Fig.23- Effet de l'avance à l'injection sur les performances du moteur (B) (r= 0,9 N=2500 t/mn)

La figure (24) montre l'influence de l'avance à l'injection sur l'émission de polluants à une richesse maximale (r = 0,9). On remarque sur ce moteur que l'émission spécifique indiquée de NO_x reste quasiment constante avec la variation de l'avance, mais elle diminue avec l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion. Tandis que les émissions de CO et de la fumée augmentent avec l'accroissement de l'avance à l'injection, contrairement à ce que l'on a déjà trouvé avec le moteur à injection directe (A).

Les avances optimales théoriques déduites sont 39 D.V. pour le fuel pur, 40 D.V. pour 10 % d'eau, 41 D.V. pour 20 % et 43 D.V. pour 30 % . Donc contrairement à ce qui a pu être observé pour le moteur (A) l'avance optimale à l'injection dans le cas du moteur à chambre de turbulence augmente en même temps que le pourcentage d'eau dans l'émulsion. Dans ce cas le fait d'avancer le moment d'injection consécutif à l'utilisation des émulsions a pour but de rétablir la position angulaire de la pression maximale comme le montre la figure (25), sur laquelle sont superposés les relevés de pression de cycle, de sa dérivée et de la levée d'aiguille de l'injecteur pour le fonctionnement optimal avec du fuel et avec l'émulsion 20 %. A signaler que la pression du cycle est relevée dans la chambre de turbulence et que par conséquent elle doit être prise comme une indication approchée de l'évolution de la pression dans le cylindre.

La figure (26) fait ressortir la diminution de la consommation spécifique indiquée du moteur aux richesses élevées avec les émulsions 20 et 30 % d'eau. Par contre aux faibles et moyennes richesses, c'est le fuel qui donne les meilleures performances.

Comme dans le cas du moteur à injection directe le délai d'inflammation (fig. 27) diminue légèrement en fonction de la richesse, mais augmente avec le pourcentage d'eau injecté à richesse constante. Avec l'émulsion 20 % l'augmentation du délai à richesse moyenne (r = 0,74) est de 12 %, alors qu'avec l'émulsion 30 % cette augmentation est doublée.

On constate sur la figure (28) une diminution légère des températures d'échappement avec l'accroissement du pourcentage d'eau dans l'émulsion.

Une des caractéristiques du moteur à chambre de turbulence est la variation très faible de la pression maximale du cycle en fonction de la charge du moteur.

Ceci est vrai aussi bien dans le cas du fonctionnement au fuel normal, qu' avec les émulsions eau-fuel.

...../

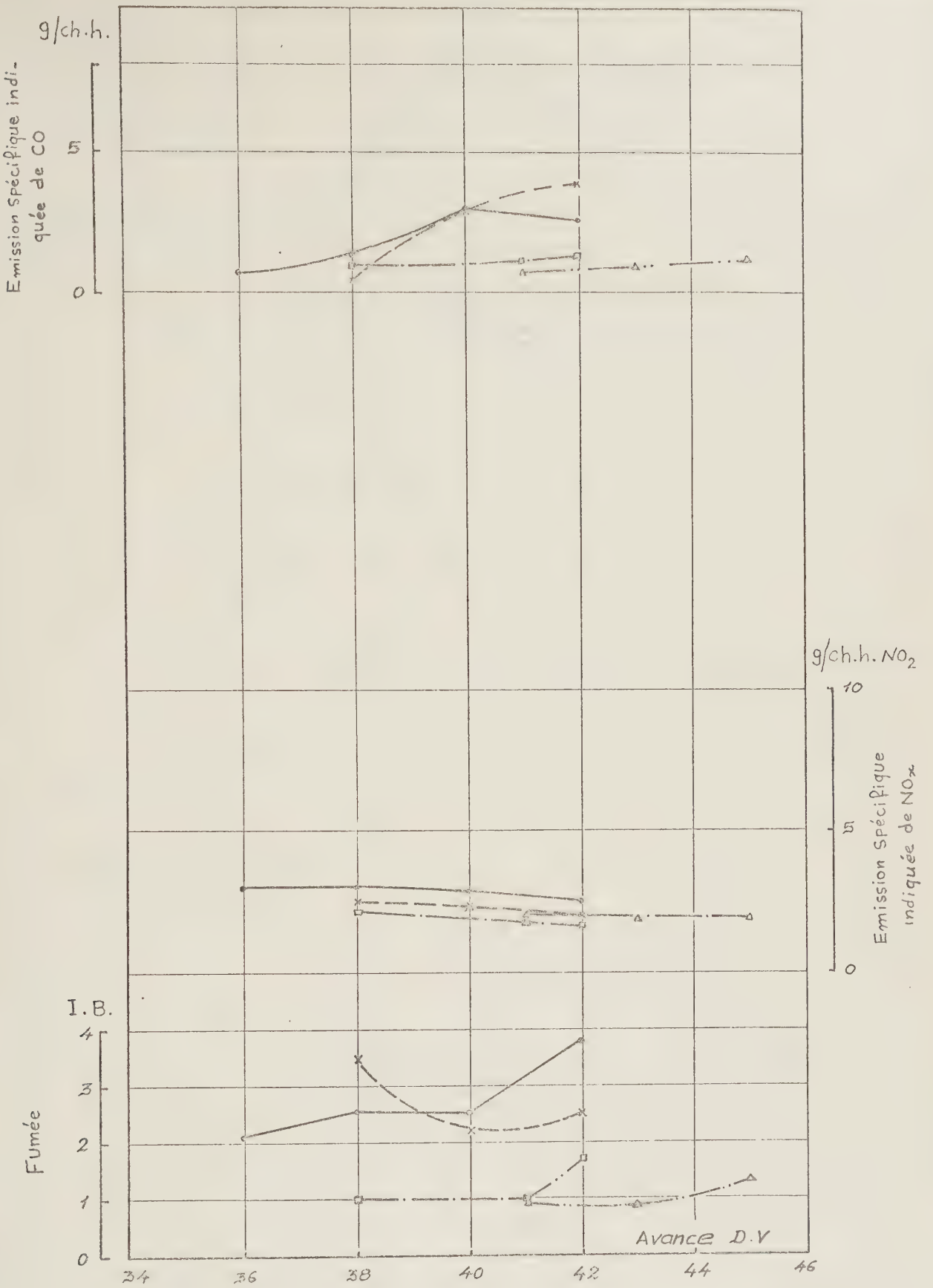


Fig.24- Influence de l'avance à l'injection et du pourcentage d'eau dans l'émulsion sur l'émission des polluants du moteur B.

r= 0,9 N= 2500 t/mn

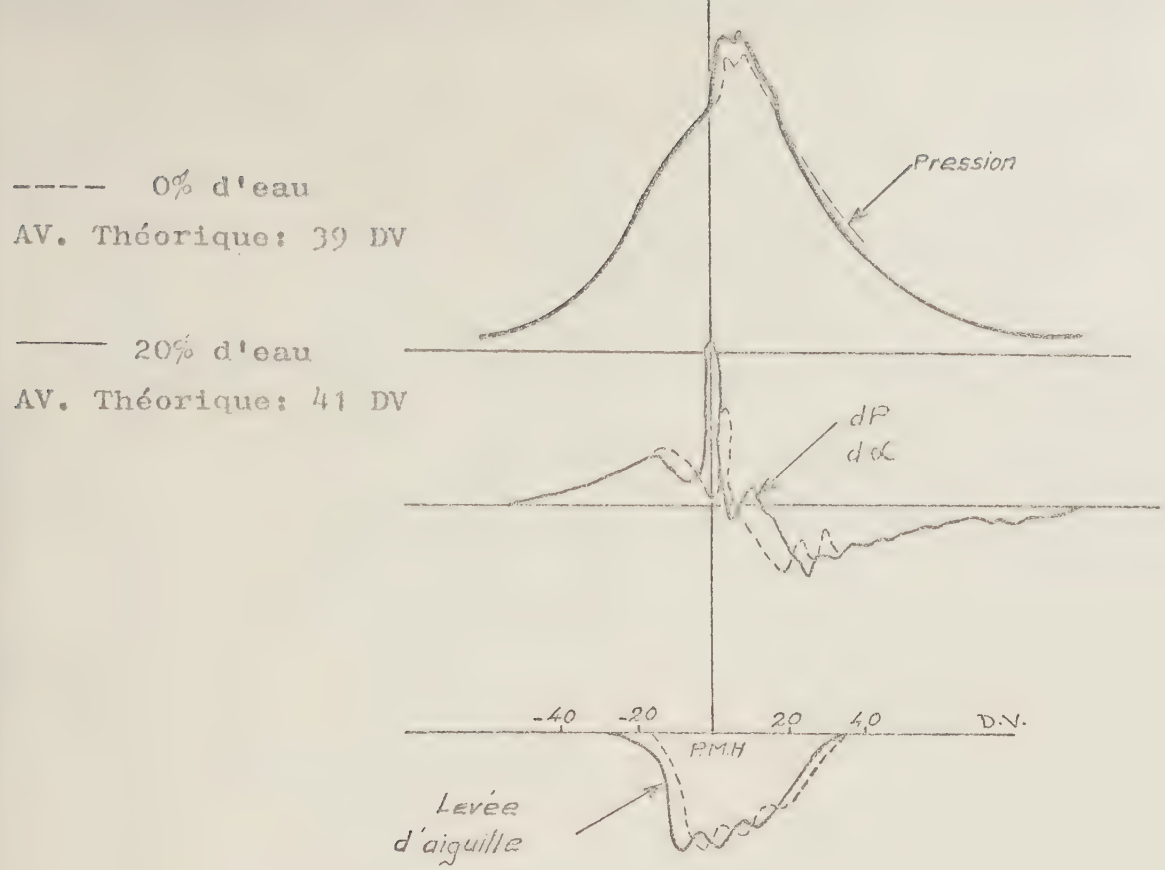


Fig.25 - Relevé des caractéristiques d'inflammation du moteur (C). (pleine charge, N= 2500 t/mn)

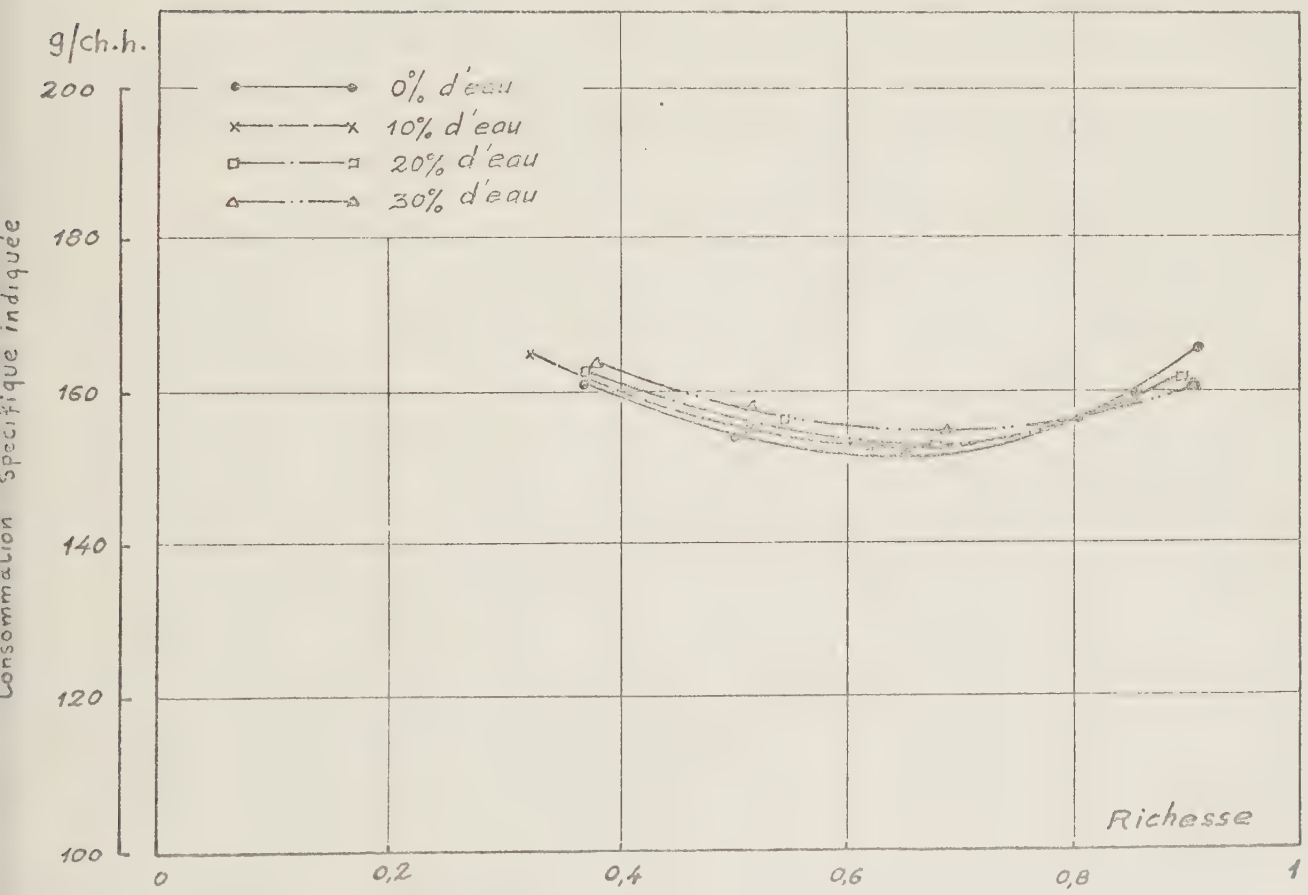


Fig. 26- Influence des émulsions eau-fuel sur la consommation spécifique indiquée du moteur (B), aux différentes richesses.

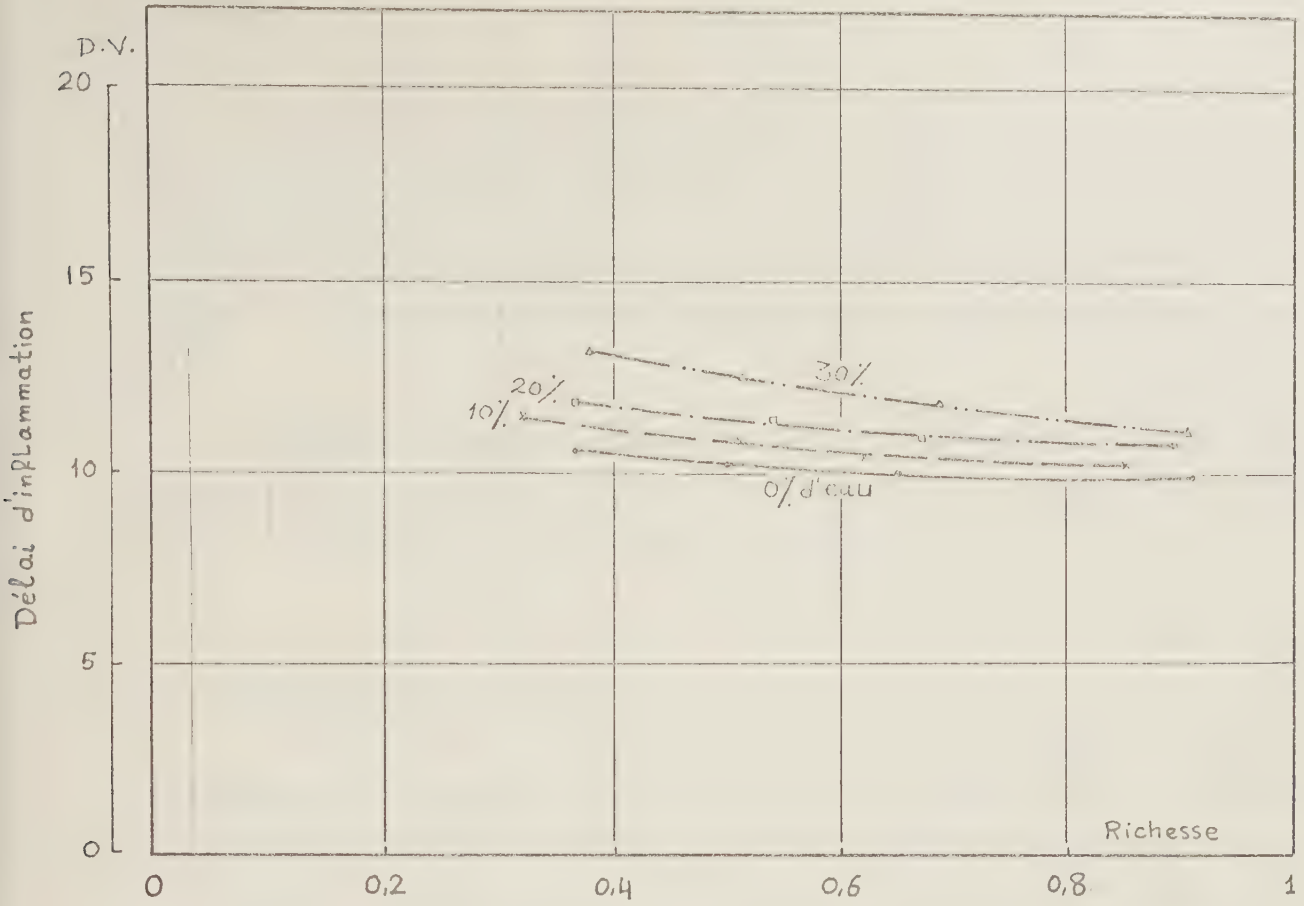


Fig.27- Influence des émulsions eau-fuel sur le délai d'inflammation du moteur (B); aux différentes richesses.

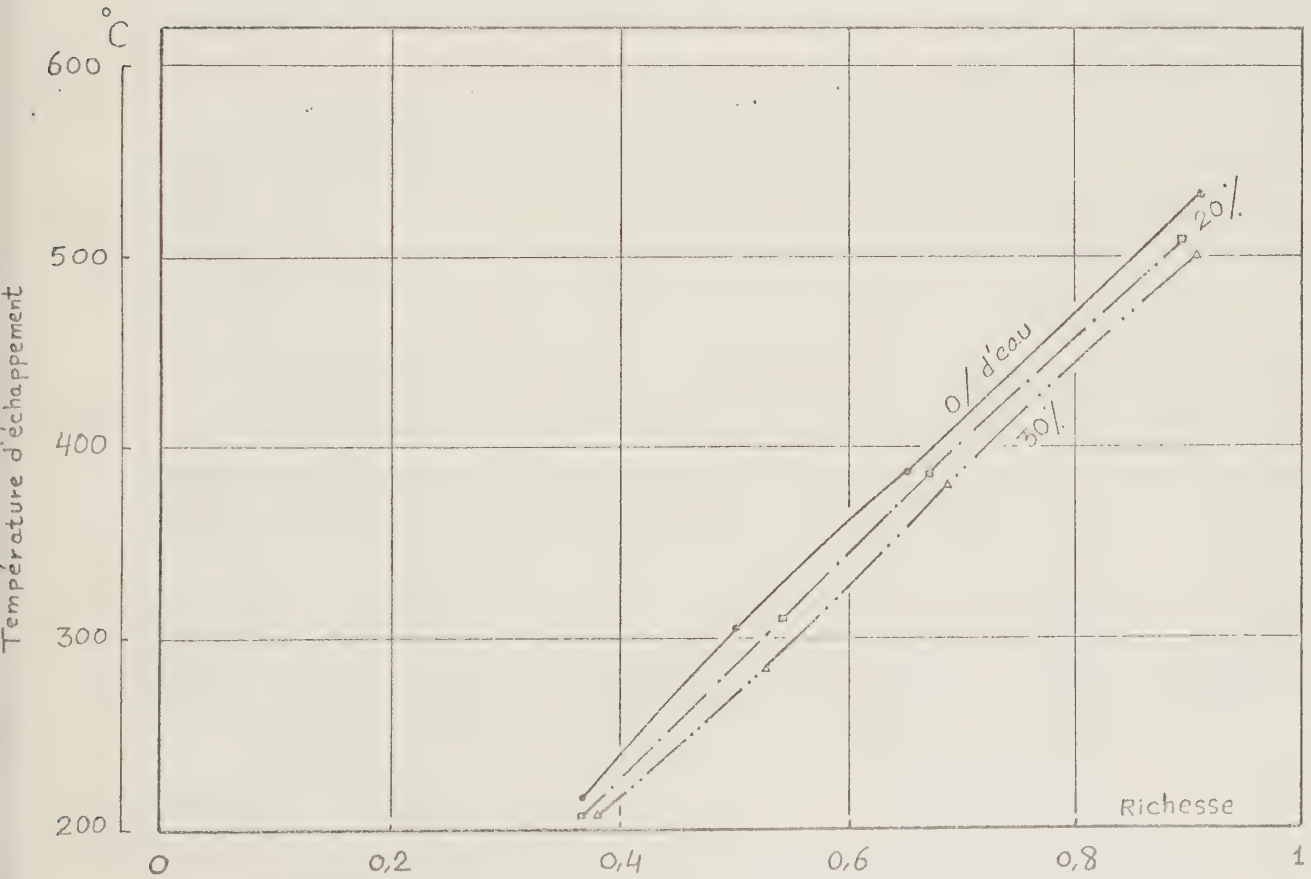


Fig.28- Influence des émulsions eau-fuel sur la température d'échappement du moteur (B), aux différentes richesses.

Du fait de l'augmentation de l'avance à l'injection consécutive à l'accroissement du pourcentage d'eau dans le combustible, l'augmentation des pressions maxima (fig. 29) avec les émulsions 10 et 20 % semble normale, par contre la diminution très importante des pressions maxima avec l'émulsion 30 % indique la difficulté avec laquelle le processus de combustion se déroule en présence d'une quantité d'eau importante.

La montée maximale en pression, quant à elle, augmente toujours avec l'accroissement du pourcentage d'eau dans l'émulsion, sa variation en fonction de la richesse n'est pas régulière, comme le montre la figure (29).

1.2. Emission à l'échappement

Aussi bien avec le fuel qu'avec les émulsions eau-fuel, les émissions spécifiques indiquées maximales se trouvent pour les plus faibles richesses (fig.30). Ceci est probablement dû à des avances à l'injection mal adaptées pour de telles richesses, et à l'excès d'oxygène ne participant pas à la combustion. Il en résulte des consommations spécifiques indiquées assez élevées (fig.26).

On constate une réduction importante de l'émission NO_x de l'ordre de 40 % à toutes les richesses du moteur, en utilisant l'émulsion 20 %. Une faible réduction supplémentaire peut être obtenue avec l'émulsion 30 % pour les richesses élevées.

L'émission en CO de ce moteur est assez faible en générale. L'eau mélangée au combustible semble provoquer une augmentation de cette émission, surtout à faible richesse, mais les niveaux obtenus sont très acceptables (1 g/ch.h. de CO pour l'émulsion 20 %). A remarquer dans ce cas le renversement de situation pour les émulsions 20 et 30 % en ce qui concerne l'émission de NO_x .

La densité des fumées à l'échappement sont faibles en fonctionnement normal. Il y a cependant une diminution très nette de cette fumée avec les émulsions eau-fuel. L'indice BOSCH de fumée à richesse maximale est de 2,2 pour le fuel, 2 pour l'émulsion 10 %, 1 pour l'émulsion 20 % et 0,9 pour l'émulsion 30 %.

Il semble donc que l'émulsion 20 % est celle qui donne les meilleurs résultats tant du point de vue stabilité de fonctionnement du moteur que l'émission NO_x . En contre partie c'est elle qui provoque l'émission de CO la plus élevée.

...../

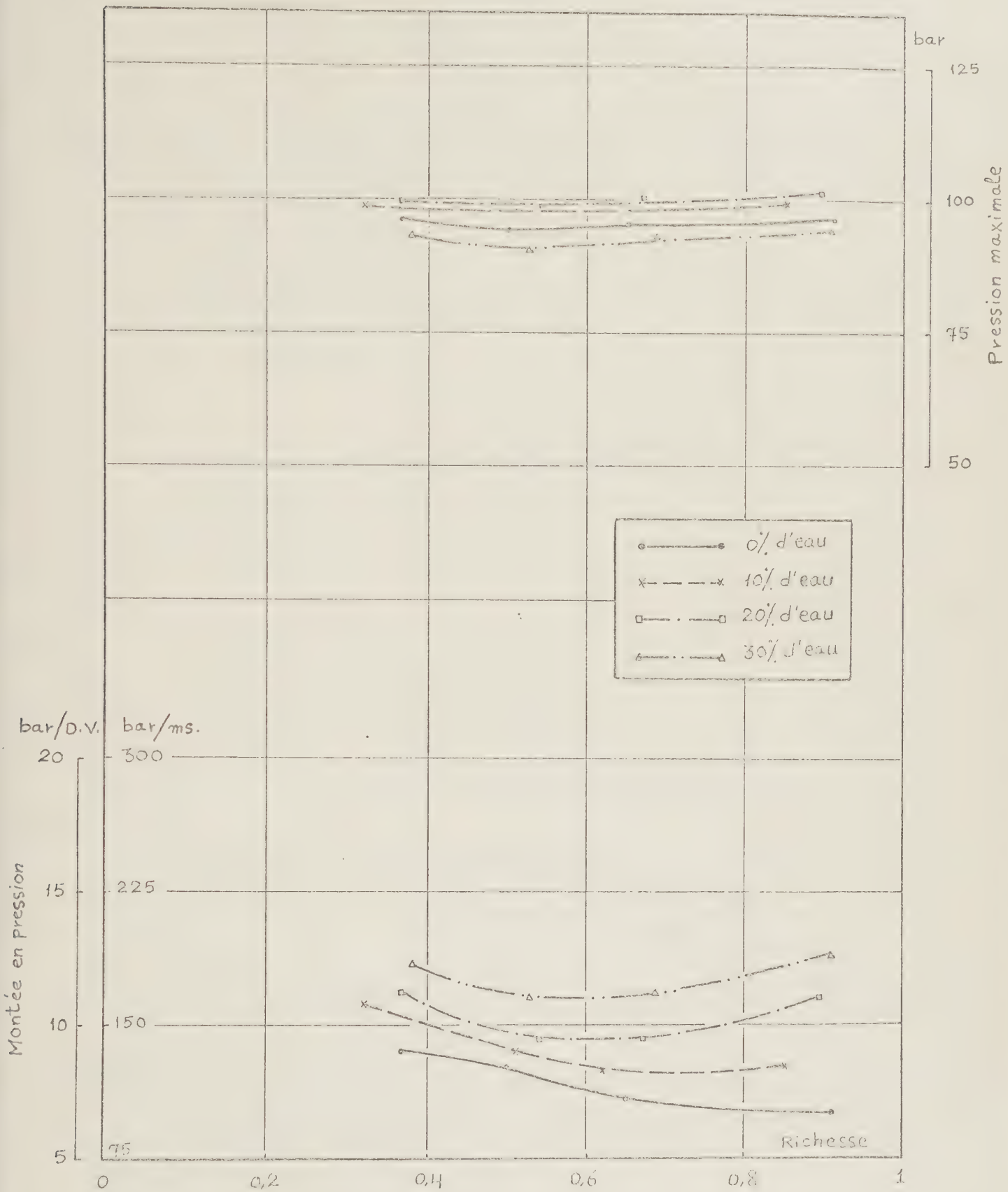


Fig.29- Influence des émulsions eau-fuel sur la pression maximale du cycle et sur son gradient, aux différentes richesses, moteur (B).

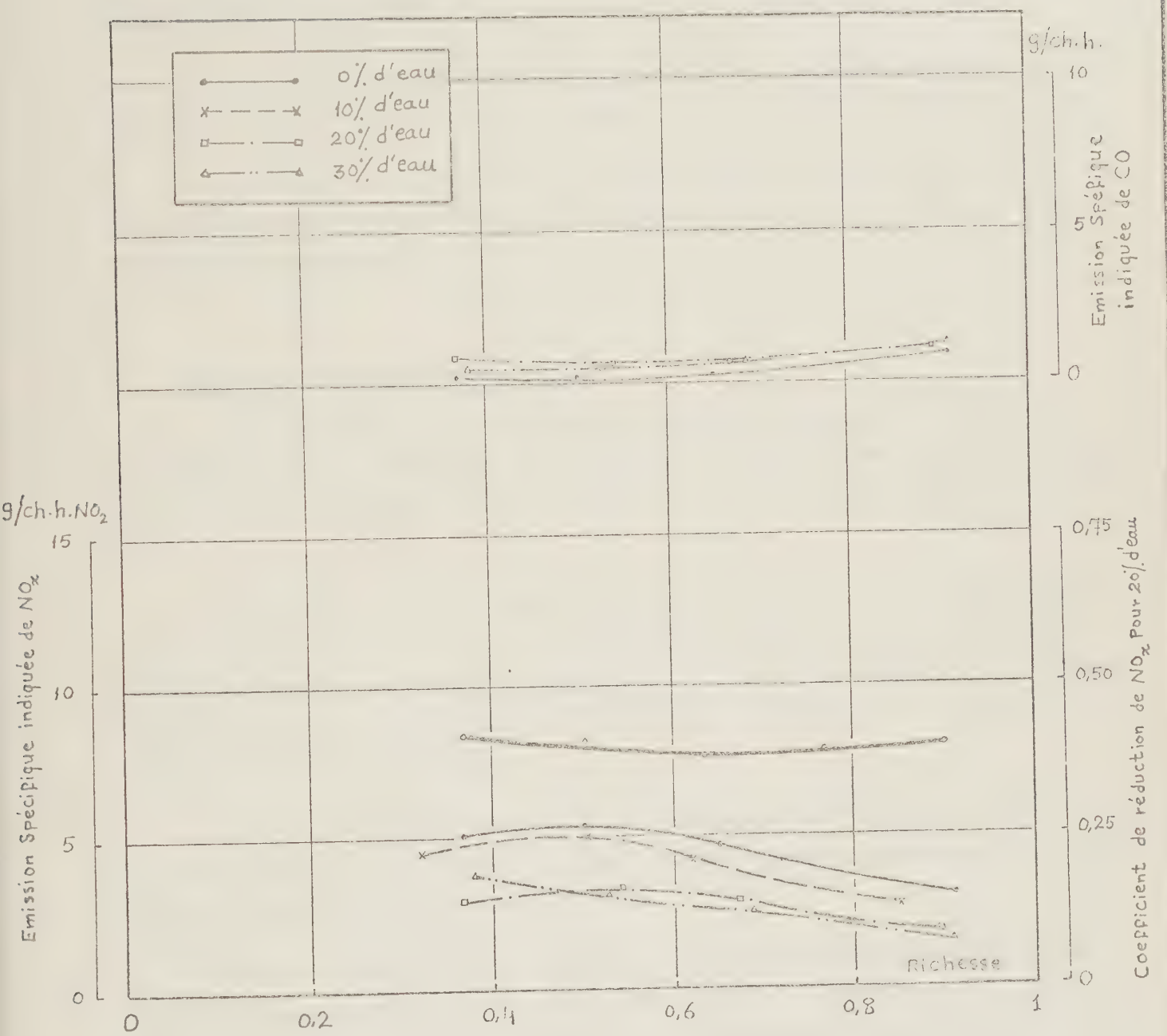


Fig.30- Influence des émulsions eau-fuel sur les émissions spécifiques indiquées de NO_x et de CO à l'échappement du moteur (B), aux différentes richesses.

2 - EFFET DU REFROIDISSEMENT PAR AIR, MOTEUR (C)

Le moteur (C) à refroidissement par air (alésage 103 mm, rapport volumique de compression 16,4) a été utilisé dans la gamme de richesse de 0,3 à 0,8.

Il est communément admis que le moteur à refroidissement par air fonctionne avec des niveaux de températures plus élevés que celui refroidi par l'eau.

Ceci a deux conséquences pour le moteur : d'une part, un faible coefficient de remplissage donc une puissance au litre moins élevée et d'autre part, un délai d'inflammation plus court.

2.1. Caractéristiques de fonctionnement

Des émulsions 0, 20 et 30 % ont été utilisées successivement sur ce moteur au régime constant de 2000 t/mn. Une puissance de 62 Ch a servi de base pour la recherche de l'avance optimale à l'injection à chaque pourcentage d'eau présent dans l'émulsion.

Comme dans le cas du moteur à refroidissement par eau et à chambre ouverte, il est nécessaire de réduire l'avance à l'injection lorsque le pourcentage d'eau augmente. Ceci ressort clairement de l'examen des courbes de consommation spécifique indiquée (Fig.31) où l'avance optimale à l'injection passe de 30 D.V. (0 %) à 28 D.V. (20 %) et à 26 D.V. (30 % d'eau).

A remarquer qu'on n'a pas pu (pour des raisons technologiques) réduire l'avance au-delà de 26 D.V. et que par conséquent, il est possible que pour l'émulsion 30 % l'avance optimale soit inférieure à 26 D.V.

A l'inverse des résultats obtenus sur le moteur à refroidissement par eau, aucune diminution sensible de NO_x n'a pu être obtenue en remplaçant le fuel par une émulsion 20 % à même avance à l'injection. Quant à l'émulsion 30 % elle n'a produit qu'une légère réduction de NO_x par rapport au fuel pour la même avance à l'injection. Par ailleurs l'émission de NO_x augmente avec l'avance à l'injection et ceci pour toutes les émulsions. Par contre l'émission de la fumée est diminuée notablement aussi bien avec l'émulsion 20 %, qu'avec celle de 30 % pour la même avance à l'injection. Mais on peut remarquer que cette diminution est plus importante avec l'émulsion 20 % .

On remarque sur la figure (32) que l'augmentation des consommations spécifiques

..../

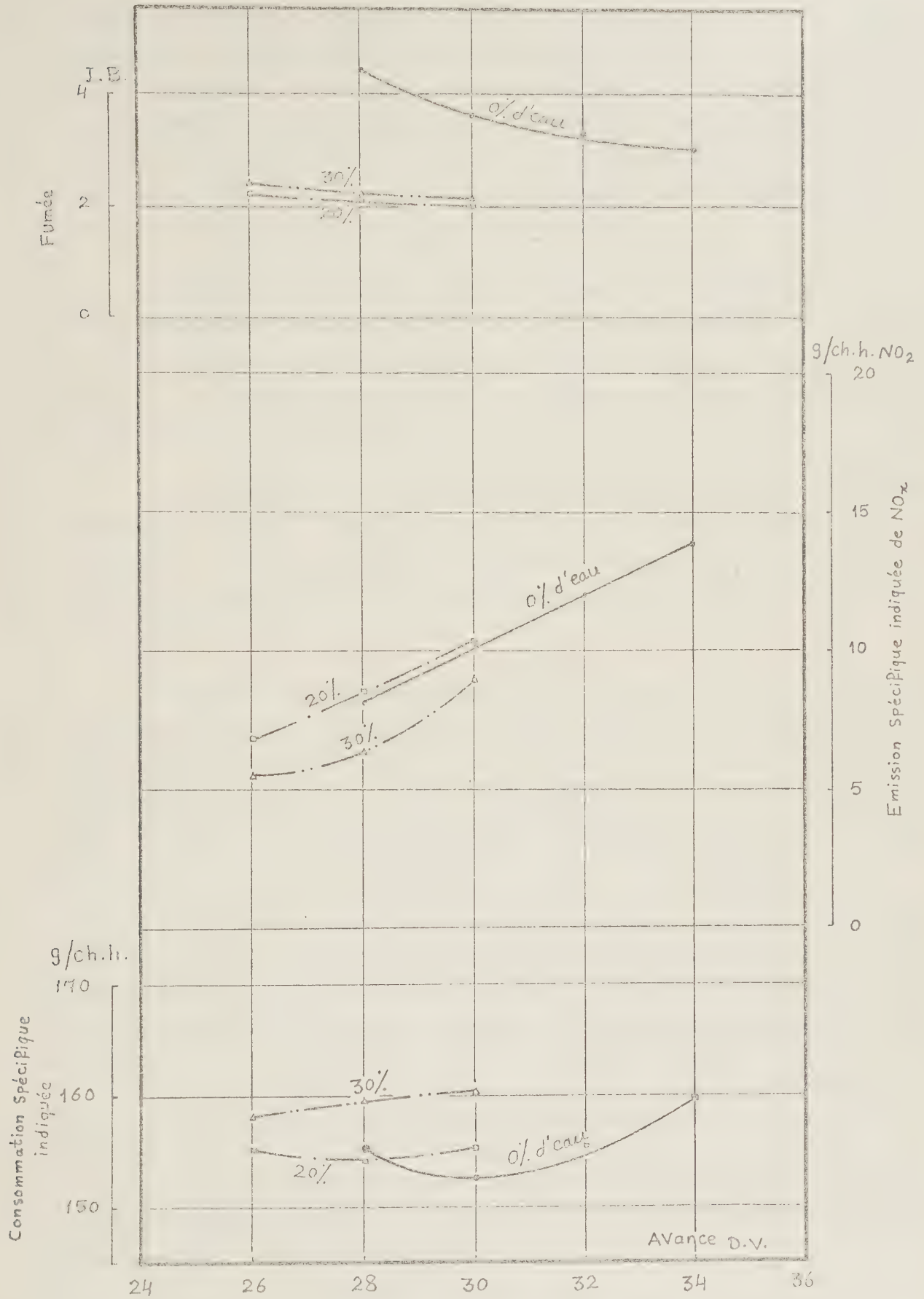


Fig. 31 – Influence de l'avance à l'injection sur la consommation spécifique indiquée et les émissions de NO et de la fumée du moteur (C).

= 2000 t/mn)

indiquée consécutive à l'utilisation des émulsions ne se produit qu'à richesse élevée (augmentation de consommation spécifique indiquée de 3 et 5 % pour les émulsions allant de 20 et 30 %). Au contraire au faible richesse il y a une certaine diminution de la consommation avec l'augmentation du pourcentage d'eau dans l'émulsion (diminution de consommation spécifique indiquée de 1 et 3 % pour les émulsions 20 et 30 % d'eau). A la richesse moyenne il ne semble pas qu'il y ait une différence entre le fuel et les émulsions du point de vue consommation.

Le délai d'inflammation augmente considérablement avec l'accroissement du pourcentage d'eau dans l'émulsion surtout pour les richesses élevées, il diminue légèrement avec l'augmentation de la richesse de moteur (Fig.33). On remarque qu'à la richesse (0,70), l'augmentation du délai est inférieure à 5 % avec l'émulsion 20 % et qu'elle atteint 35 % pour l'émulsion 30 %.

Cette augmentation du délai d'inflammation ne provoque pas une augmentation importante du gradient maximal de pression comme dans le cas du moteur à refroidissement par eau. Pour l'émulsion 20 % ce gradient n'augmente que de 30 % à pleine charge (110 % pour le moteur A). A 30 % d'eau cette augmentation est de 55 % pour trois quart de la charge (r = 0,65), (Fig.34).

Par rapport au fonctionnement au fuel, la pression maximale du cycle diminue aux richesses élevées et augmente aux faibles richesses. On peut constater que le taux de l'augmentation de pression avec la richesse est plus modéré en utilisant l'émulsion (fig.34). Il y a aussi un renversement de la position de pression maximale entre les faibles et fortes charges (Fig.35). Ceci explique peut être la légère augmentation de la consommation spécifique indiquée à forte charge.

A la puissance de 62,5 ch. (r = 0,73), la baisse des niveaux de pression constatée avec l'émulsion 20 et 30 % réduit à la fois le travail positif et négatif du cycle et il semble que la réduction de travail positif soit la plus importante. Ceci se traduit donc par une augmentation faible de la consommation spécifique indiquée.

Par contre à la puissance de 50 ch. (r = 0,54), il y a une légère augmentation du travail positif rétablissant ainsi le niveau de consommation.

Si la consommation spécifique indiquée ne diminue pas, comme pour le moteur à refroidissement par eau, c'est vraisemblablement dû aux échanges thermiques plus importants dans le cas du moteur refroidi à l'air.

..../

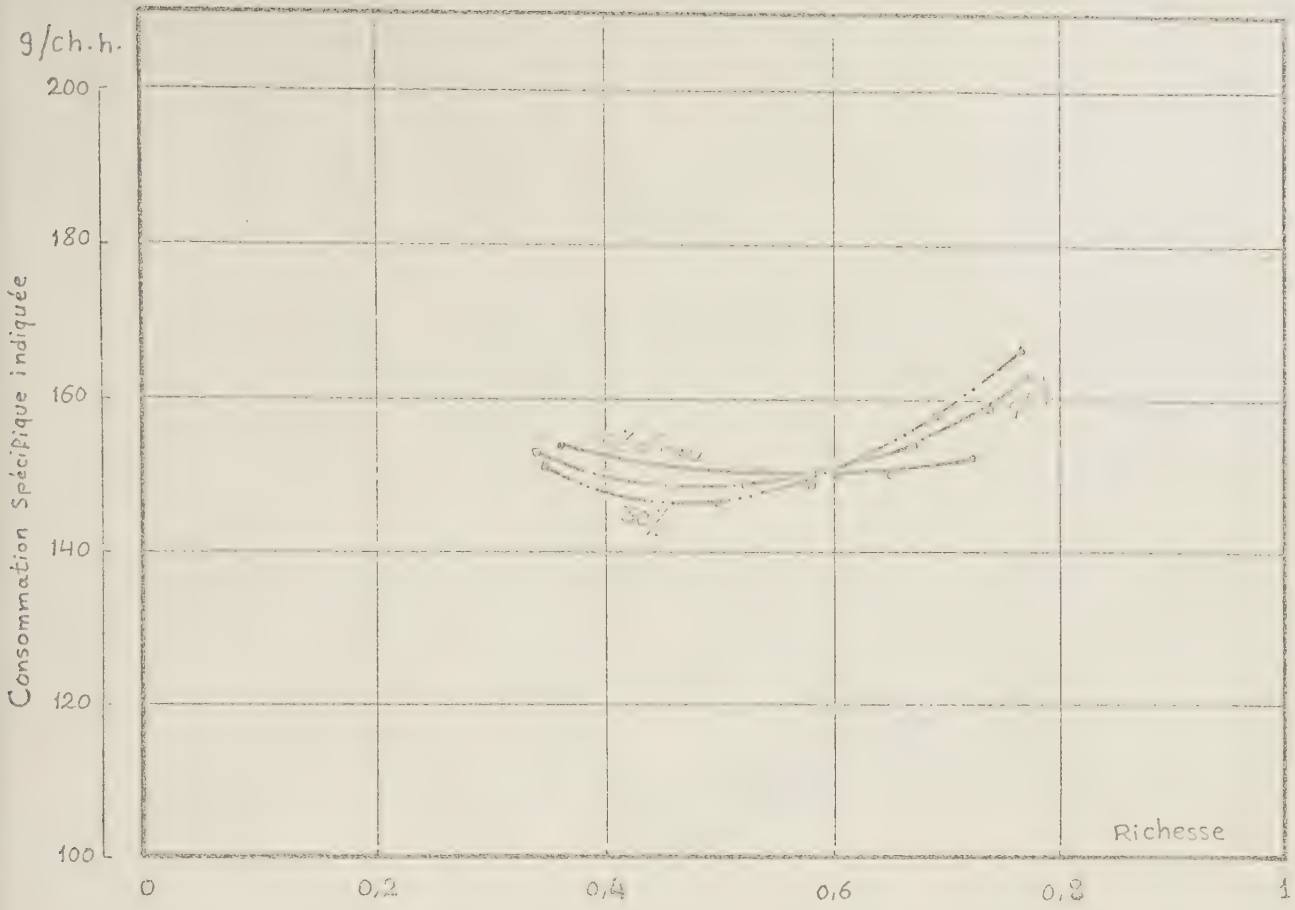
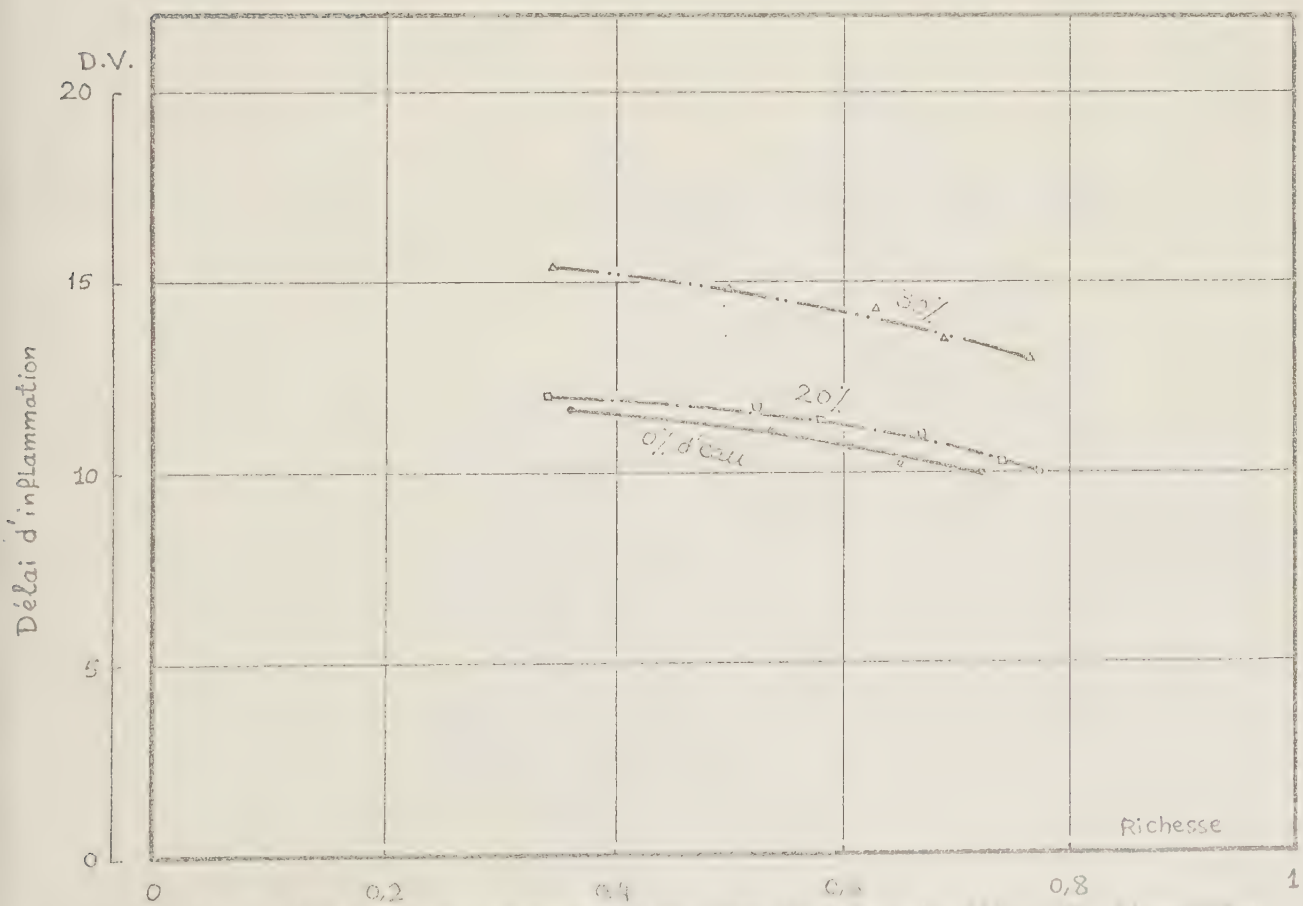


Fig. 32 - Courbes caractéristiques du moteur (C)
pour différents pourcentages d'eau



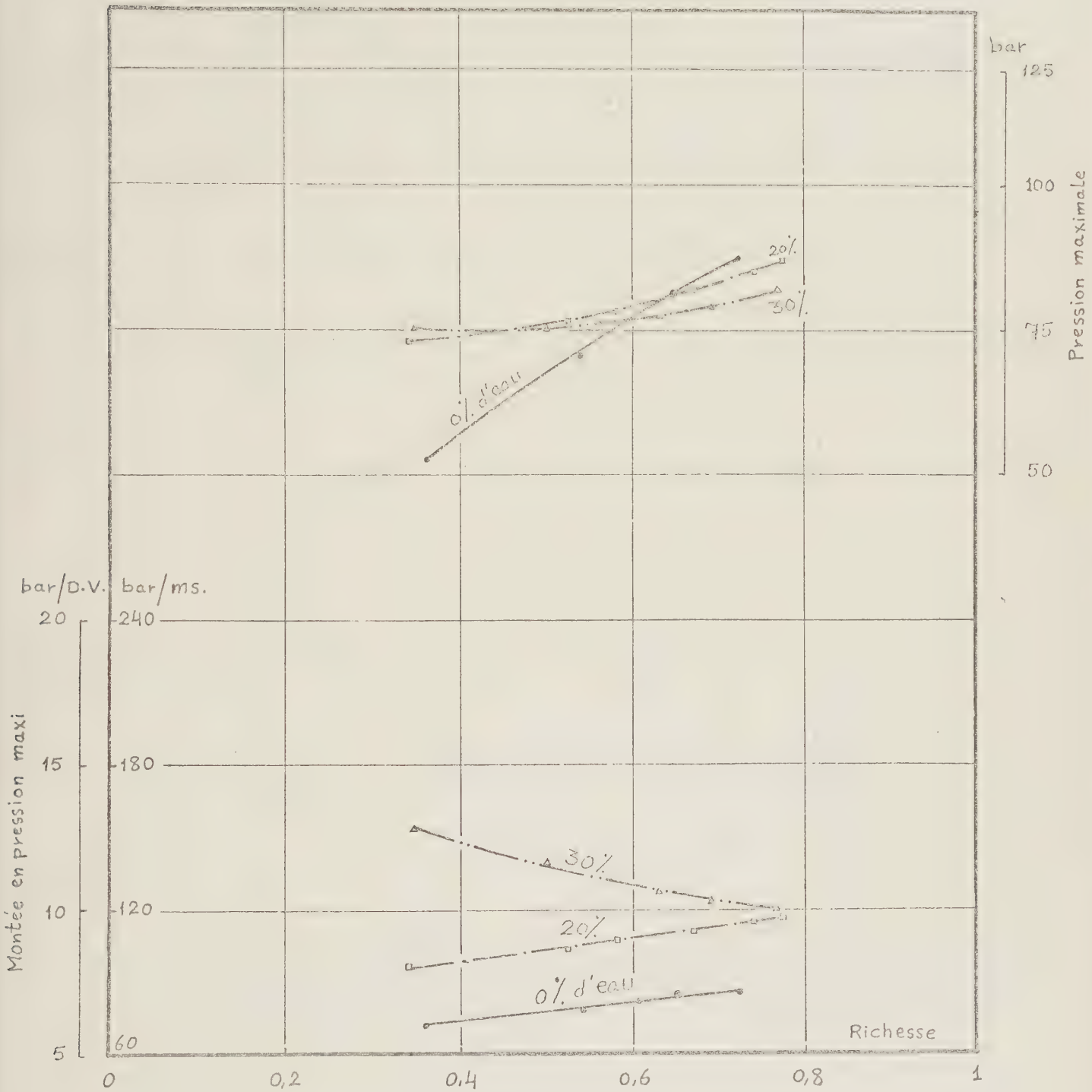


Fig. 34 - Influence des émulsions eau-fuel sur [illegible] du cycle et sur son gradient [illegible] richesses, moteur (L).

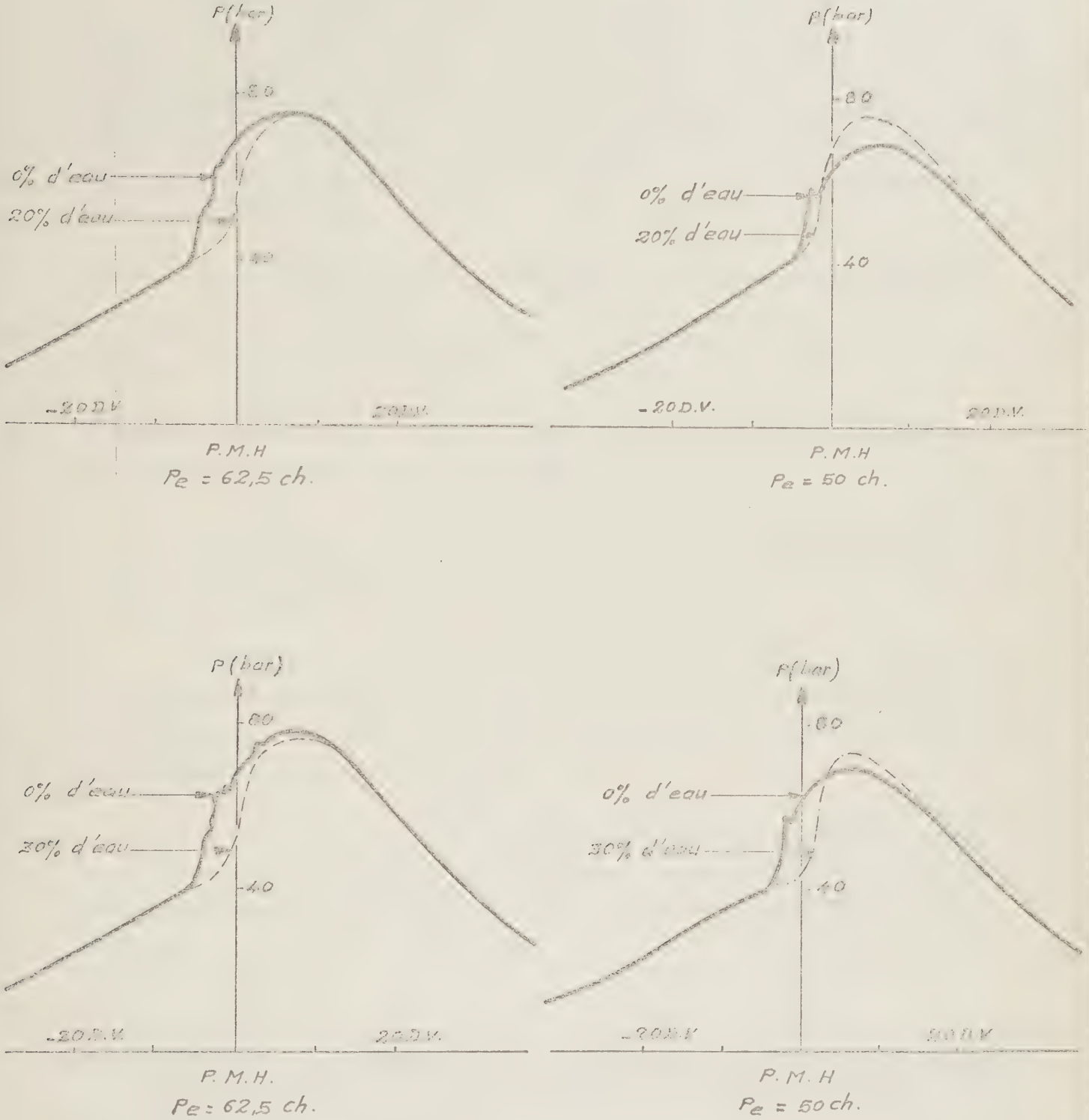


Fig. 35 - Diagrammes de Pression du cycle pour 0; 20 et 30 % d'eau - Moteur (C).

2.2. Emissions à l'échappement

Comme il a déjà été signalé il n'y a pas de réduction importante de NO_x lorsque la quantité d'eau présente dans l'émulsion passe de 0 à 20 %, pour une avance à l'injection donnée. En fait, en utilisant les avances à l'injection optimales avec les différentes émulsions, l'émission de NO_x diminue (fig.36) lorsque le pourcentage d'eau augmente. Pour l'émulsion 20 % cette réduction passe de 25 % (r = 0,36) à 10 % (r = 0,73). Avec l'émulsion 30 % la réduction de NO_x est plus importante (50 % à la richesse 0,73).

On peut remarquer que la concentration de NO_x passe par un maximum :

- Avec le fuel et l'émulsion 20 %, pour une richesse de 0,57.
- Avec l'émulsion 30 %, pour une richesse de 0,54.

On constate que ces points concordent relativement bien avec ceux correspondants aux meilleures consommations spécifiques indiquées.

Malheureusement, le délai d'inflammation est très long avec l'émulsion 30 % ce qui entraîne un fonctionnement instable du moteur caractérisé par une dureté de marche et des ratés d'inflammation surtout à faible charge.

L'émulsion 20 % est plus satisfaisante en ce qui concerne la stabilité du fonctionnement et la réduction des fumées à forte charge. Une surpuissance de 10 % est obtenues dans ce cas en rétablissant le niveau de fumée à la valeur admise pour le fonctionnement avec le fuel normal.

La figure (37) montre la variation de coefficients de réduction de NO_x et de la fumée pour l'émulsion 20 %. On remarque que le coefficient de réduction de la fumée chute rapidement avec l'augmentation de la richesse, alors que celui de NO_x varie peu.

2.3. Comparaison des caractéristiques de fonctionnement et des émissions à l'échappement des émulsions 0 et 20 % en fonction de la vitesse de rotation à pleine charge

Par rapport au fonctionnement au fuel, on constate sur la(fig. 38) que, la consommation spécifique effective du moteur augmente à pleine charge. Lorsque la vitesse décroît la différence de cette consommation augmente de 0,6 à 4 %. La plus faible consommation spécifique est obtenue à une vitesse de rotation voisine à 2000 t/mn.

...../

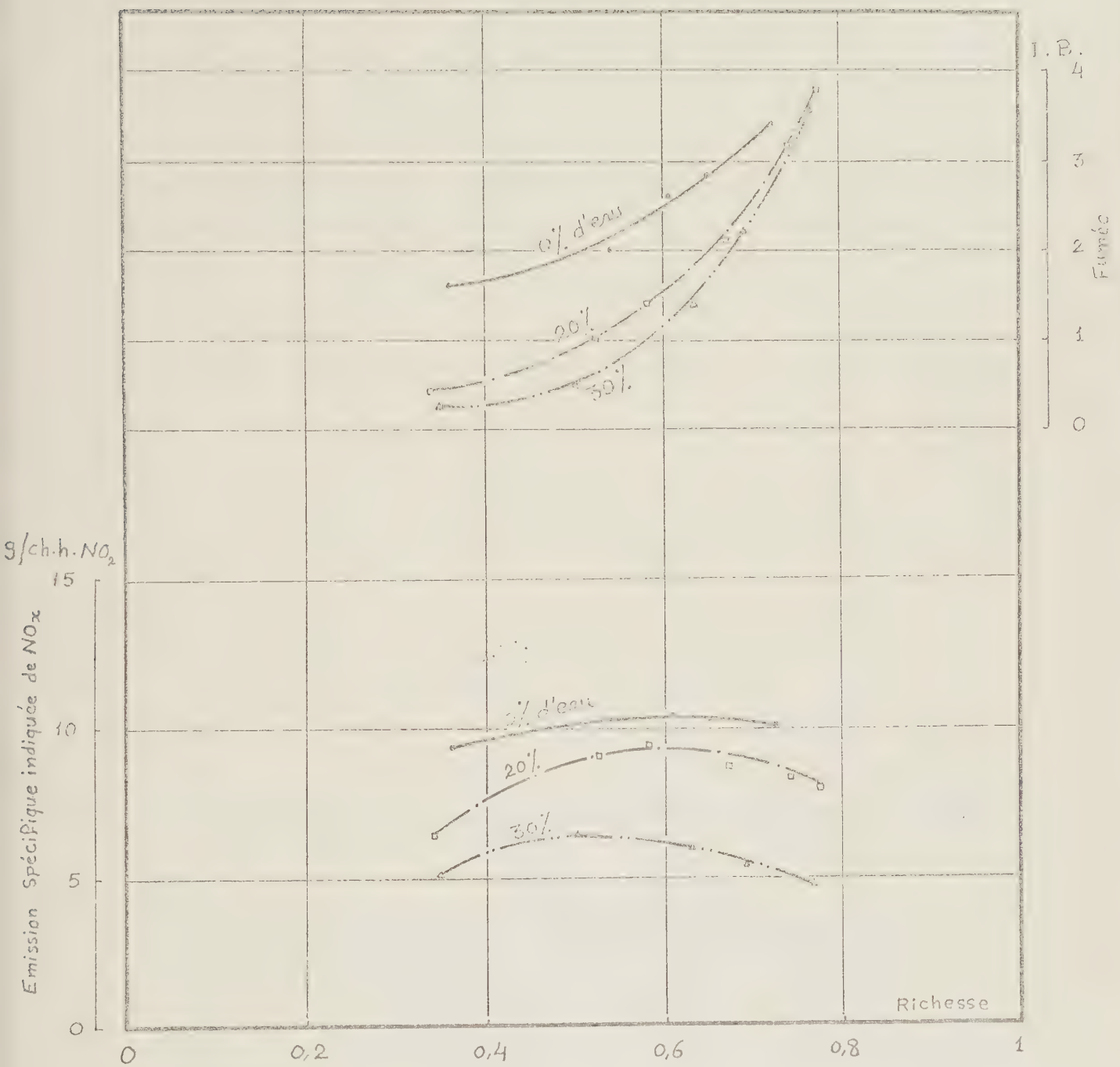


Fig. 36 - Influence des émulsions eau-fuel sur les émissions de NO_x et de la fumée du moteur (C), aux différentes richesses.

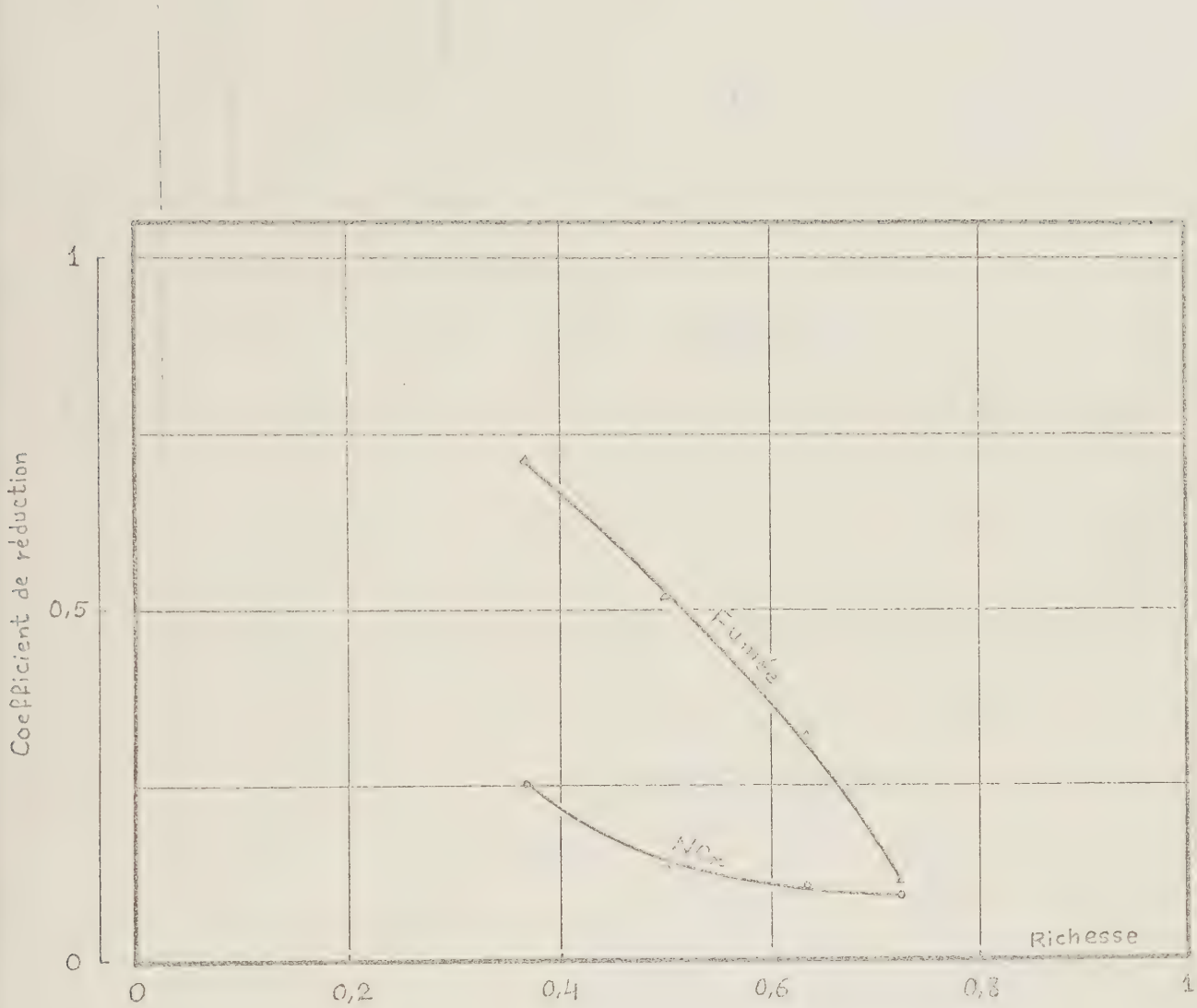


Fig. 37 - Influence de la ri[illegible] sur les coefficients de réduction [illegible] et de la fumée [illegible] ([illegible]).

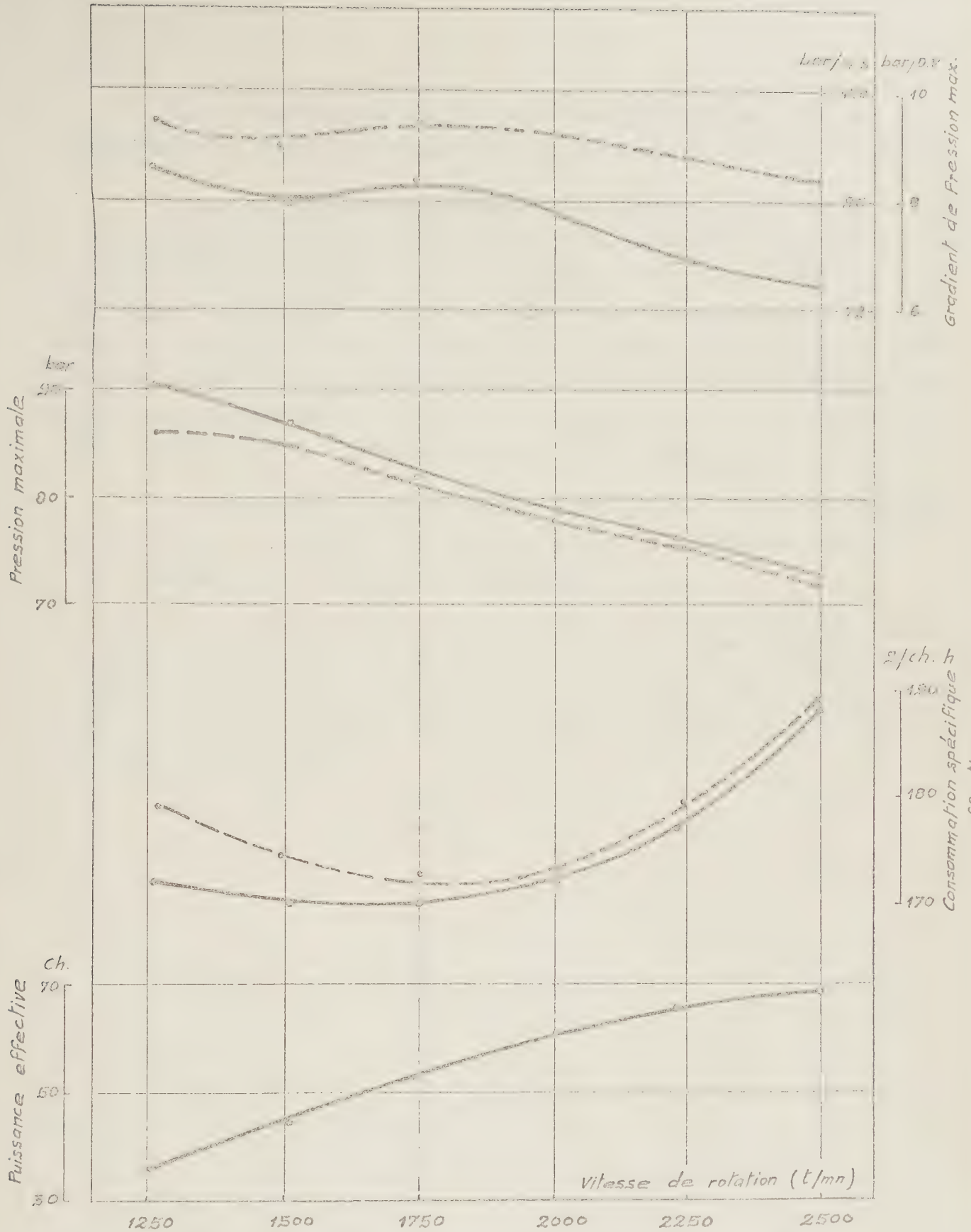


Fig. 38 - Influence du régime de rotation sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur (C), pour 0 et [illegible] d'eau dans l'émulsion

. Fuel, AV. 30 D.V. . émulsion 20 %, A.V. 20 D.V.

On peut remarquer également la décroissance de la pression maximale, et l'augmentation du gradient de pression dû à l'augmentation du délai d'inflammation.

D'ailleurs, l'émission spécifique effective de NO_x et l'opacité de la fumée à l'échappement sont nettement diminuées avec l'émulsion 20 %, à toutes les vitesses de rotation (fig.39). On voit aussi, que la concentration de NO_x diminue progressivement (presque linéairement) avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Donc la réduction de NO_x la plus forte se produit pour la vitesse de rotation la plus élevée à charge constante, car à ce régime, l'action de l'addition d'eau est encore renforcée par le retard du début d'injection. Cette constatation montre que dans la formation de l'oxyde d'azote, le temps de contact entre les réactifs joue un rôle important.

La réduction de l'indice de fumée est beaucoup plus importante aux régimes les plus élevés, elle varie de 15 à 40 % . Ceci est dû à la diminution notable de niveau thermique dans le processus de combustion.

La figure (40) illustre l'influence du régime de rotation sur les coefficients de réduction de NO_x et de la fumée pour l'émulsion 20 % . Le coefficient de réduction de fumée augmente linéairement avec l'accroissement de la vitesse de rotation. Quant au rapport de réduction de NO_x , il reste presque constant quelque soit la vitesse de rotation du moteur.

..../

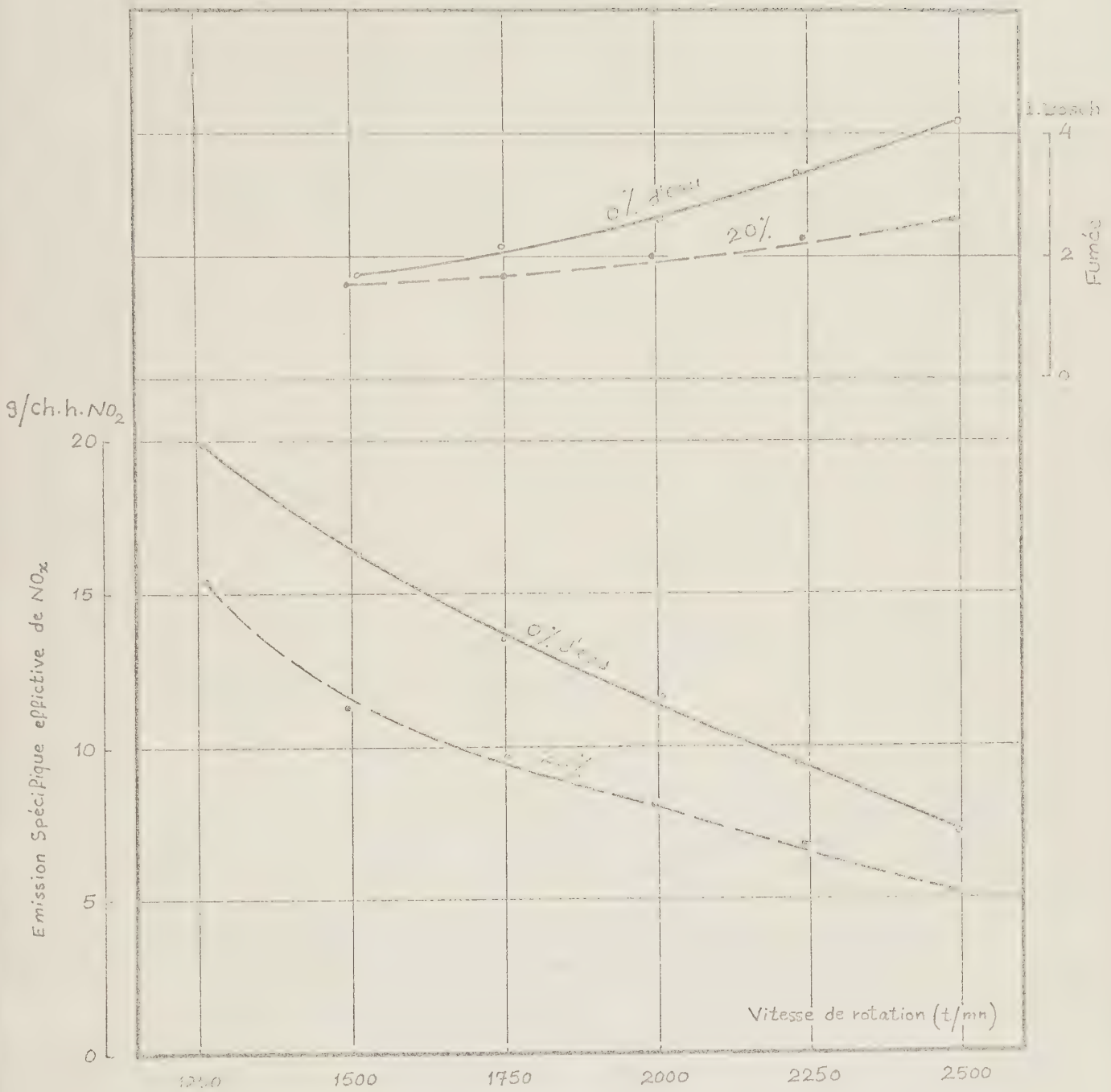


Fig. 39 - Influence du régime de rotation sur l'émission de NO_x et de la fumée du moteur (1), pour 0 et 20 % d'eau dans l'émulsion.

. fuel A.V. 30 D.V. . Emulsion 20 % AV. 28 D.V.

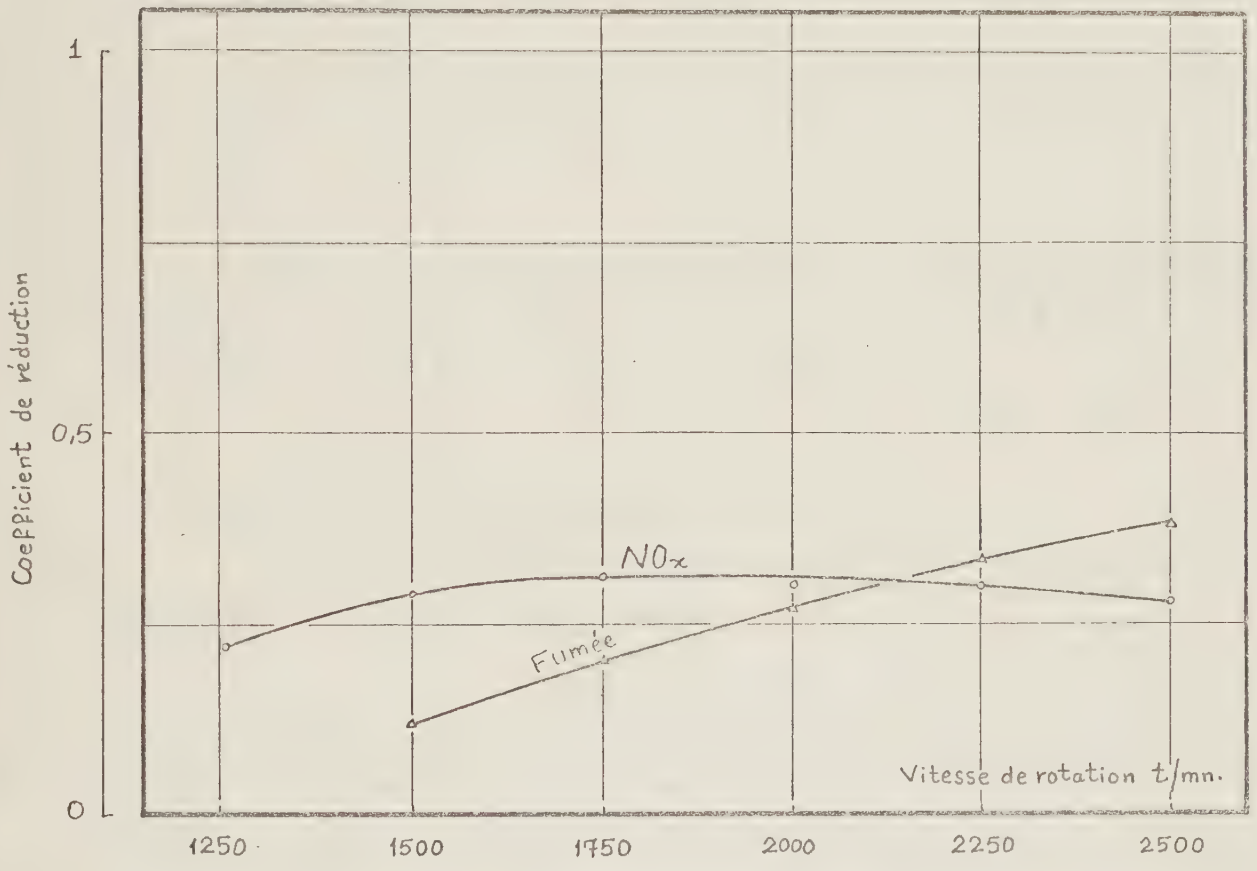


Fig. 40 - Influence du régime de rotation sur les coefficients de réduction de NO_x et de la fumée pour l'émulsion à 20 % d'eau, moteur (C).

3 - EFFET DE LA SURALIMENTATION, MOTEUR (D)

En vue d'établir l'influence de l'injection d'émulsions eau-fuel sur les performances et les émissions à l'échappement du moteur suralimenté (D) de rapport volumique de compression (12,3), on a adopté une teneur de 20 % en eau compte tenu des résultats obtenus sur les moteurs (A, B et C).

Ainsi, à une vitesse de rotation constante, égale à 1500 t/mn,, une émulsion 20 % a été injectée dans le moteur (D) pour une gamme de puissance effective allant de 300 à 600 ch.

La suralimentation de ce moteur s'effectue par turbo-compresseur. L'air de suralimentation est refroidi à 80 °C ; à 600 ch cet air est délivré à une pression de 3 bars.

Compte tenu de la variation très faible de la richesse en fonction de la charge, nous avons tracé toutes les courbes caractérisant le fonctionnement et l'émission à l'échappement en fonction de la puissance indiquée.

3.1. Caractéristiques de fonctionnement

Dans le cas du fonctionnement au fuel, l'avance optimale à l'injection à 1500 t/mn est de 32 D.V. (avance pompe).

Avec l'émulsion 20 % on a fait varier l'avance à l'injection de $\pm$ 4 D.V. à partir de cette position. Contrairement à ce qui se passait avec le moteur non suralimenté, les performances sont nettement détériorées lorsqu'il y a un retard à l'injection par rapport au fonctionnement au fuel. C'est donc entre 32 et 36 D.V. que nous avons fixé l'avance optimale. Ceci ressort clairement de l'étude des courbes de consommation spécifique indiquée (fig. 41).

Cette figure montre qu'il est extrêmement difficile de choisir l'avance optimale à l'injection dans le cas du fonctionnement avec l'émulsion en se basant sur la seule indication de la consommation spécifique indiquée, surtout pour une puissance indiquée de 650 ch. où les consommations spécifiques sont presque identiques. Il semble pourtant que l'avance de 32 D.V. est la mieux adaptée. Ce résultat est confirmé par la conservation des mêmes positions angulaires de pressions maximales dans les deux cas de fonctionnement : en fuel et en émulsion à 20 % d'eau. De plus, le délai d'inflammation, la pression maximale ainsi que le gradient de pression maximale sont plus faibles avec cette avance.

...../

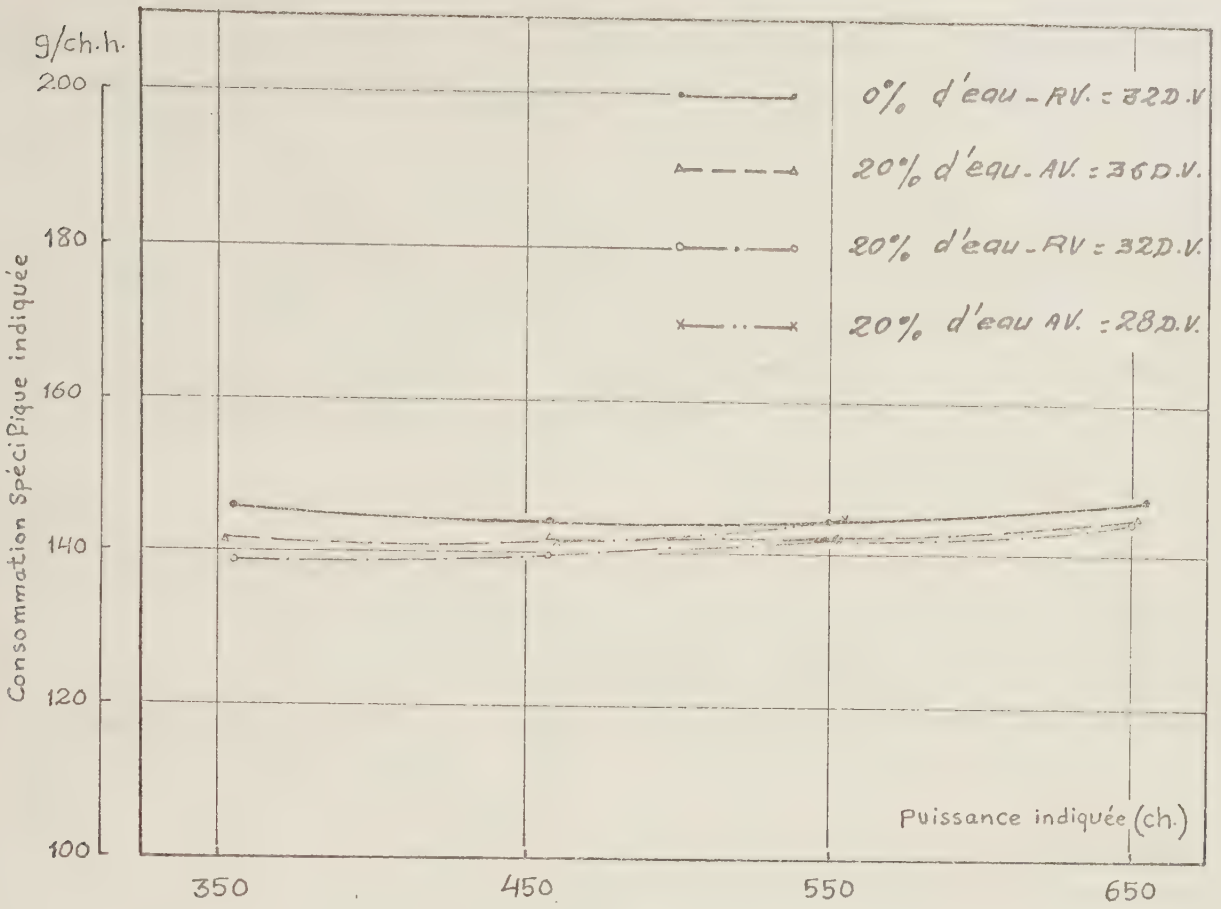


Fig. 41 - Courbes caractéristiques du moteur (D).

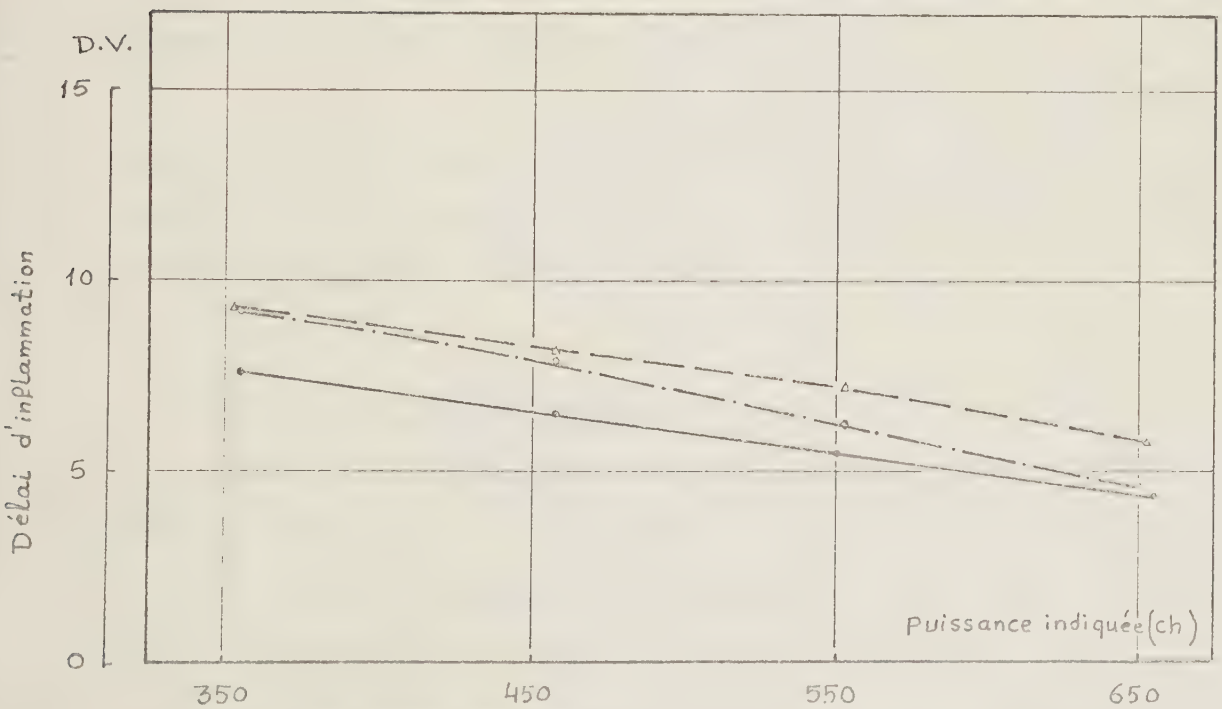


Fig. 42 - Influence de l'émulsion à 20 % d'eau et de l'avance à l'injection sur le délai d'inflammation du moteur (D), en fonction de la charge.

Comme dans le cas du moteur (A), l'utilisation d'une émulsion conduit à une diminution de la consommation spécifique indiquée de l'ordre de 3 % quelque soit la charge.

Le délai d'inflammation et le gradient de pression maximal (fig. 42 et 43) augmentent de 15 à 20 % en utilisant une émulsion eau-fuel, mais ils diminuent progressivement en fonction de la charge. Par contre la pression maximale du cycle et sa position angulaire varient peu, ce qui explique peut être le gain de consommation spécifique indiquée (Diminution du travail négatif du cycle).

3.2. Emission à l'échappement

L'utilisation de l'émulsion 20 % se traduit par une réduction de l'émission NO_x . La figure (44) montre que les courbes d'émission NO_x à 0 % d'eau et à 20 % sont sensiblement parallèles. La réduction de la quantité de NO_x est donc de 30 % pour toutes les charges utilisées.

Pour une avance à l'injection plus grande (36 D.V.) la réduction de NO_x reste de 15 %, car l'effet de l'augmentation de la température avec l'avance sur l'émission de NO_x l'emporte sur celui de l'addition de l'eau.

Au charge moyenne la réduction de l'émission de CO dépasse 50 % avec l'utilisation de l'émulsion 20 %, et descend fortement au delà de cette valeur aux autres charges (fig. 45). A remarquer à cet égard que l'accroissement de l'avance à l'injection est plus profitable du point de vue de CO, ceci bien entendu au détriment des niveaux de NO_x qui sont très élevés pour ce moteur.

La fumée à l'échappement diminue aussi avec l'utilisation de l'émulsion. Sa diminution est plus nette pour l'avance 36 D.V., mais elle ne permet pas une augmentation sensible de la puissance du moteur pour une limite de fumée donnée, car on est limité par la pression maximale du cycle.

3.3. Pulvérisation d'eau à l'admission

On a complété les essais effectués avec les émulsions par des essais de pulvérisation d'eau à la sortie du compresseur.

L'eau est pulvérisée dans l'admission du moteur (D), à une vitesse de rotation de 1500 t/mn, et une avance à l'injection de 32 D.V.

..../

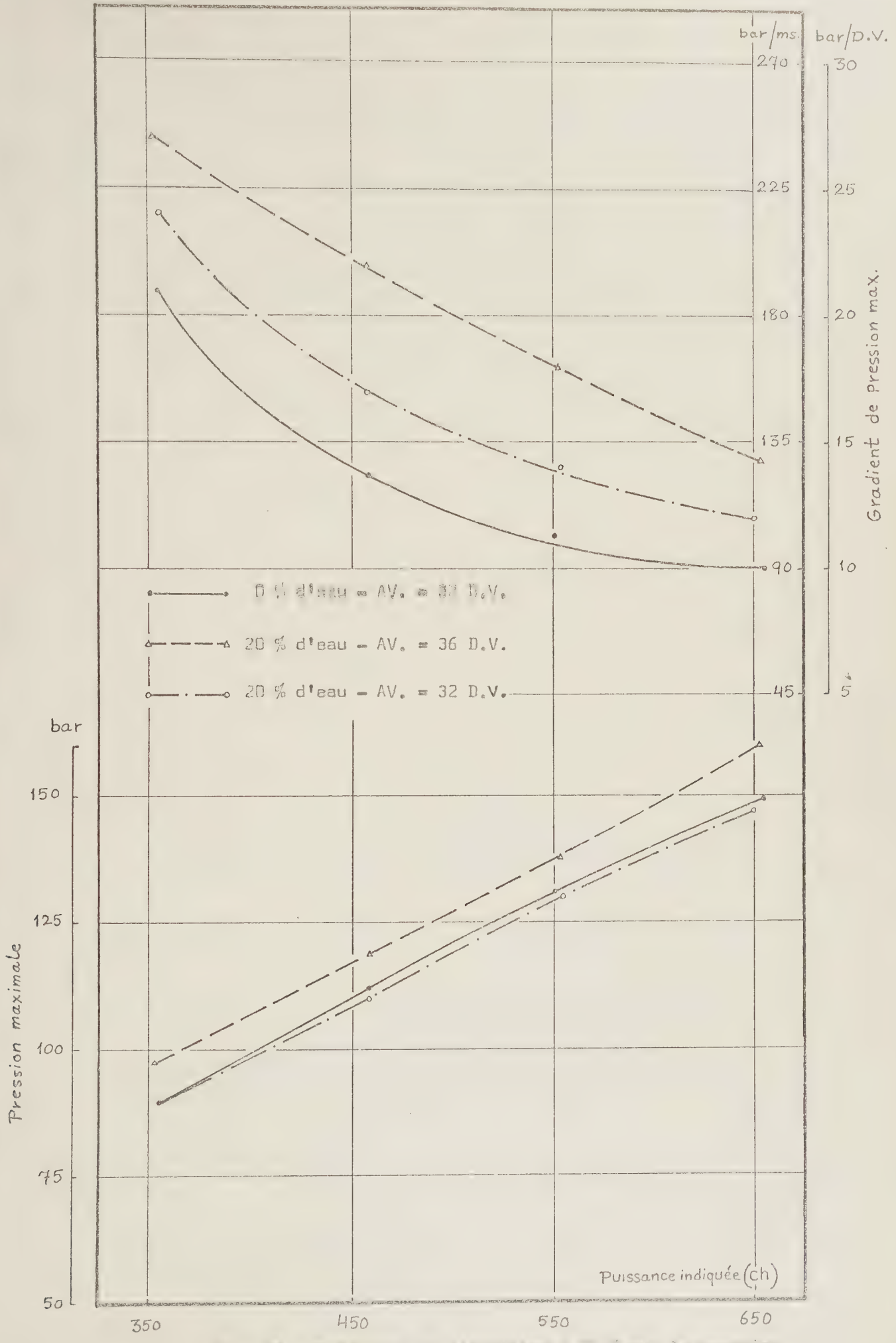

bar/ms.
bar/D.V.
270
225
180
135
90
45
30
25
20
15
10
5
Gradient de Pression max.
0 % d'eau – AV. = 32 D.V.
20 % d'eau – AV. = 36 D.V.
20 % d'eau – AV. = 32 D.V.
bar
150
125
100
75
50
Pression maximale
Puissance indiquée (ch)
350
450
550
650

Fig. 63 – [illegible]

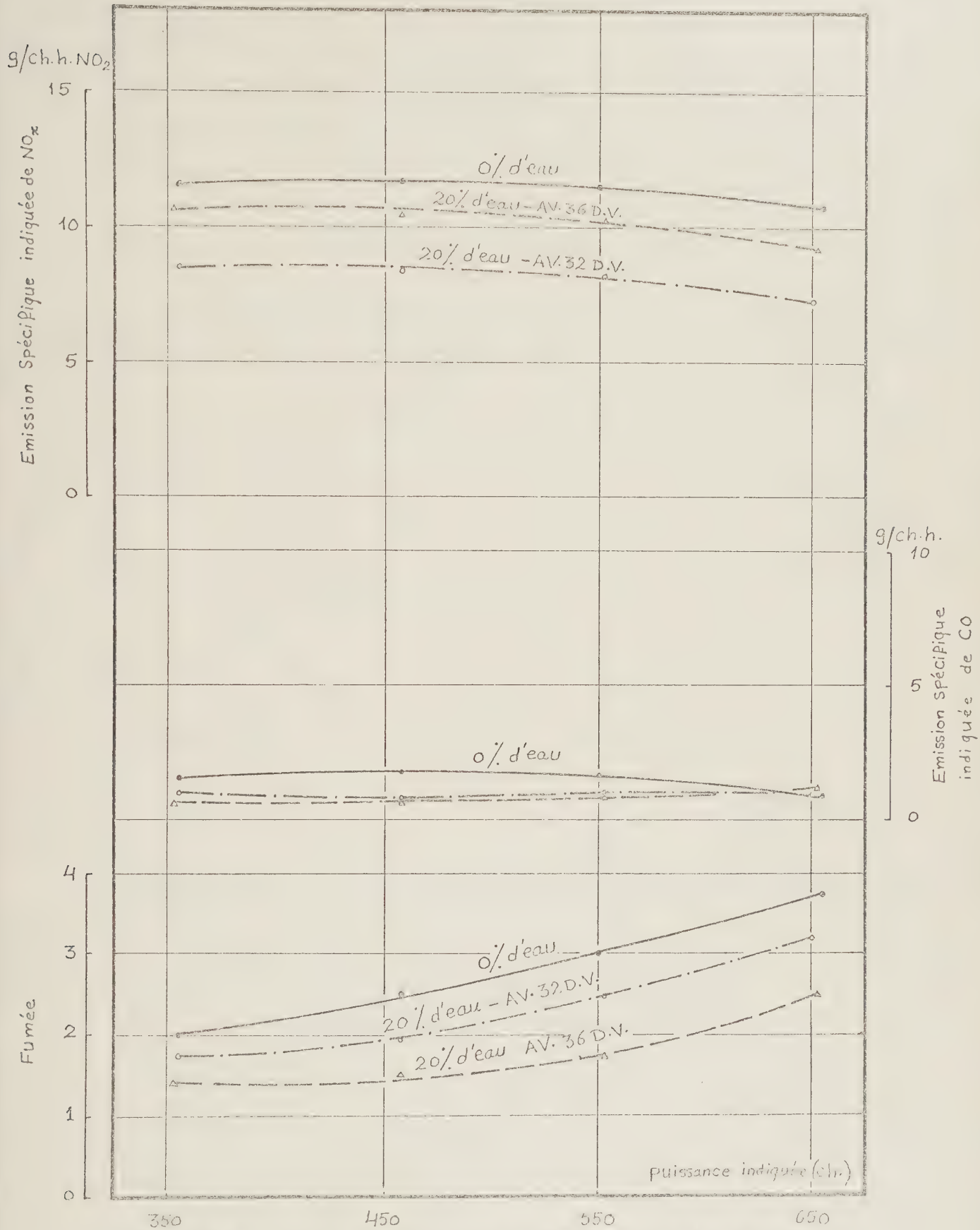


Fig. 41 - Influence de l'émulsion à 20 % d'eau sur les émissions à l'échappement du moteur (D), en fonction de la charge.

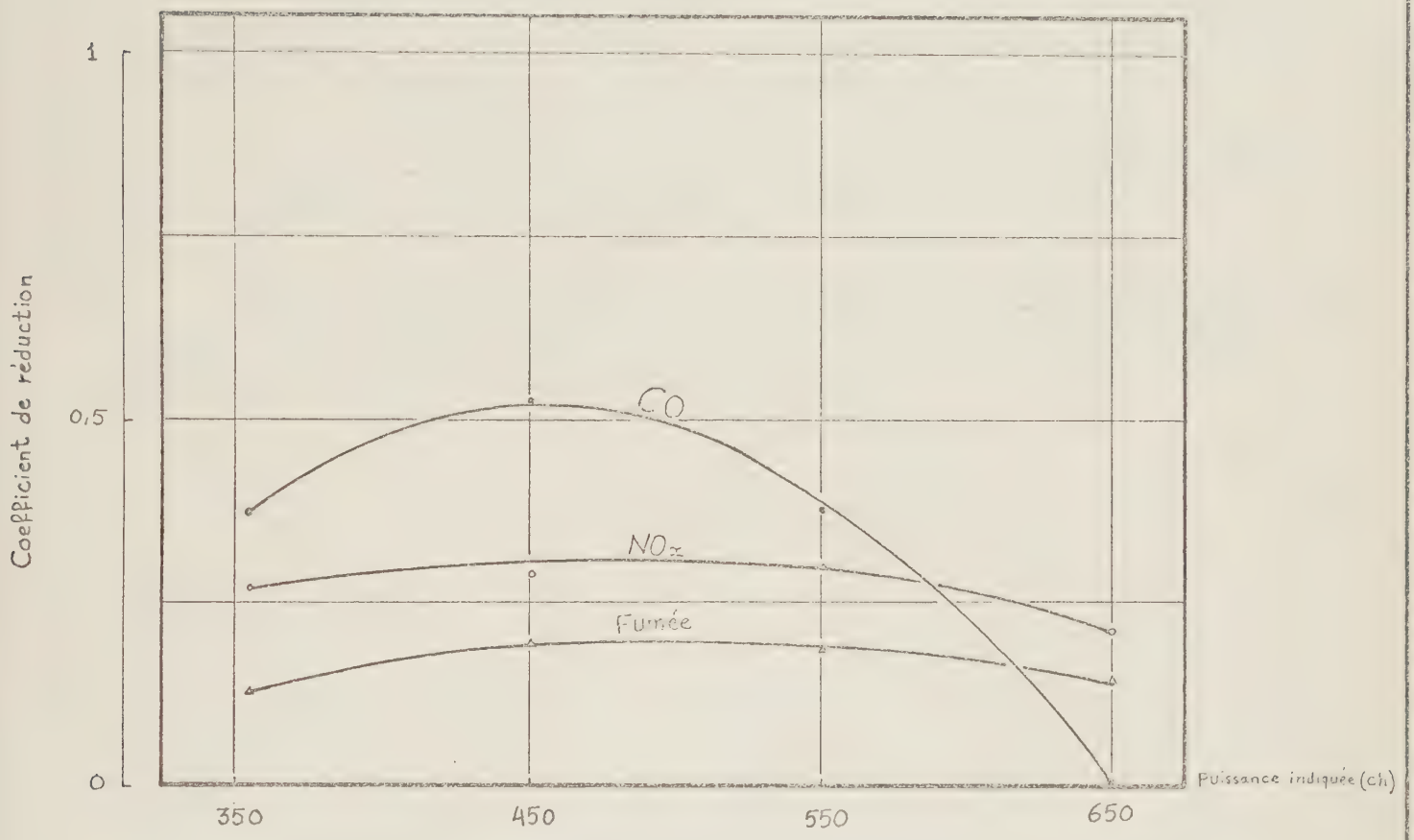


Fig. 45 - Variation des coefficients de réduction de polluants pour l'émulsion 20 % à une avance de 32 D.V. en fonction de la charge, moteur (D).

La pulvérisation d'une quantité d'eau allant jusqu'à 100 % de la masse de combustible, ne semble pas entrainer des variations sensibles des performances du moteur. Il y a cependant une légère augmentation des pressions maximales du cycle (de l'ordre de 3 bars sur 160 bars). L'augmentation du délai d'inflammation dans ce cas est moins importante que celle obtenue avec l'émulsion pour le même pourcentage d'eau. Par conséquent la montée en pression maximale est plus modérée.

L'émission de NO_x diminue légèrement lorsque la quantité d'eau pulvérisée dans l'air de suralimentation du moteur augmente (fig.46).

La teneur en CO varie dans le même sens que la quantité d'eau. A la puissance indiquée de 550 ch., l'émission de CO accuse un minimum pour un pourcentage d'eau de 25 % (masse d'eau/masse d'eau + masse combustible).

La fumée à l'échappement diminue aussi légèrement, cette diminution étant moins importante que celle obtenue dans le cas de l'émulsion.

De ces essais, il apparaît que la pulvérisation d'eau à l'admission ne permet pas la réduction des émissions de fumée et de NO_x aussi importantes que celles obtenues par l'utilisation d'une émulsion eau-fuel.

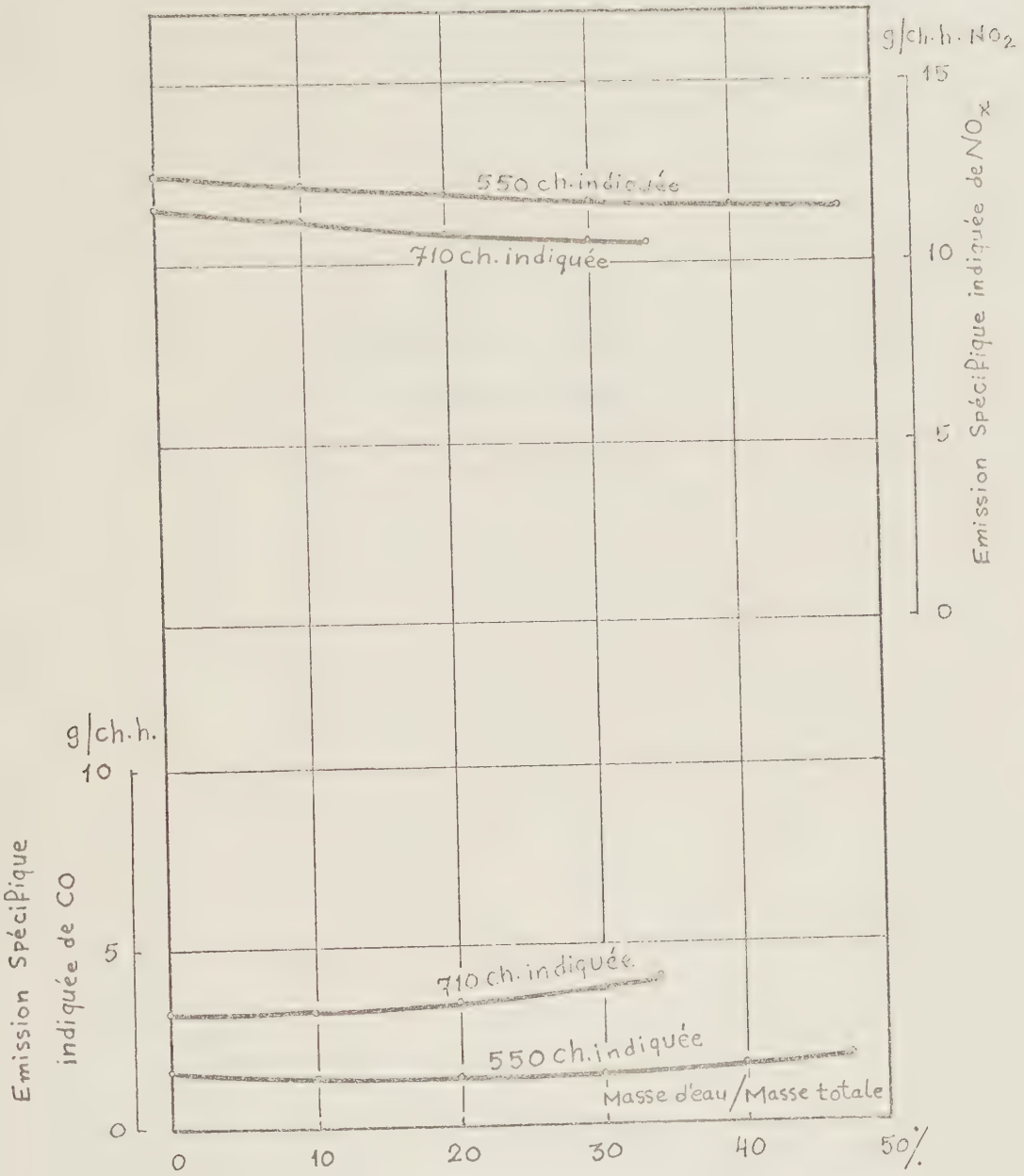


Fig.16- Influence de l'eau pulvérisée à l'admission du moteur (D) sur les émissions spécifiques indiquées à l'échappement des NO_x et CO.

CHAPITRE V

COMPARAISON DES RESULTATS

ET INTERPRETATION

CHAPITRE V

COMPARAISON DES RESULTATS

ET INTERPRETATION

1 - CONSTATATIONS GENERALES

L'ensemble des résultats précédents conduit aux constatations suivantes en ce qui concerne l'utilisation des émulsions eau-fuel dans les moteurs à allumage par compression (comparaison avec le fuel) :

- une augmentation du délai d'inflammation pour tous les moteurs utilisés. Celle-ci est d'autant plus sensible que le pourcentage d'eau présente dans l'émulsion est plus élevé. Ainsi, pour avoir un fonctionnement correct des moteurs à faible charge, cette quantité d'eau ne doit pas dépasser 20 % du mélange (en poids).

- Les gradients de pression au début d'inflammation augmentent d'une manière plus importante pour les moteurs à injection directe. Ceci ne semble pas entraîner pour une avance à l'injection donnée, une variation sensible des pressions maxima du cycle. Pour le fonctionnement optimal des moteurs dans lesquels sont injectées les émulsions, les positions angulaires des pressions maxima restent sensiblement les mêmes.

- Dans tous les moteurs utilisés, la fin de combustion est retardée.

- L'injection doit être avancée dans le cas du moteur à chambre de turbulence tandis qu'un retard à l'injection est nécessaire pour les moteurs à injection directe à aspiration naturelle. Le moteur suralimenté ne nécessite aucune variation de l'avance à l'injection.

- Les consommations spécifiques indiquées des moteurs (A et D) sont diminuées ce qui n'est pas le cas pour le moteur à chambre de turbulence (B), où il y a plutôt un accroissement de consommations aux faible et moyenne charges, alors qu'avec le moteur (C) cet accroissement a lieu aux fortes charges.

- Dans tous les moteurs utilisés au cours de l'expérience, les émissions spécifiques indiquées des oxydes d'azote diminuent très sensiblement, surtout à faible charge, sauf dans le cas du moteur (D) où la diminution la plus importante est obtenue à forte charge.

- Les émissions spécifiques indiquées d'oxyde de carbone ont tendance à diminuer aux fortes charges pour les moteurs à injection directe, elles ont tendance à

..../

augmenter dans le cas du moteur à chambre de turbulence, quelque soit la charge.

- Les températures à l'échappement diminuent légèrement.

- Les densités de fumée à l'échappement diminuent nettement pour tous les moteurs, ce qui permet des surpuissances qui peuvent atteindre 20 % dans le cas du moteur à injection directe à aspiration naturelle (A).

2 - COMPARAISON DES CONSOMMATIONS ET DES EMISSIONS DE POLLUANTS POUR LES QUATRE MOTEURS

D'après les résultats favorables obtenus sur les moteurs d'essais précédents, avec l'émulsion à 20 % d'eau au point de vue réduction de polluants et diminution de consommation pour certains d'entre eux, nous allons procéder à une comparaison sur la variation des consommations et des émissions spécifiques indiquées de NO_x et de CO.

La figure (47) montre la variation de la consommation spécifique indiquée en fonction de la charge, pour les différents moteurs. On remarque que ces consommations se situent dans l'ordre de classification des moteurs, c'est-à-dire que l'on obtient la plus grande consommation spécifique indiquée avec le moteur (A) et la plus faible consommation spécifique indiquée avec le moteur suralimenté (D).

Avec l'émulsion à 20 % d'eau, la consommation spécifique indiquée varie suivant le type de moteur utilisé (fig.47).

- Pour les moteurs (A et D) elle diminue à toutes les charges.
- Pour le moteur (B) elle a tendance à augmenter aux faible et moyenne charges.
- Pour le moteur (C) elle augmente aux fortes charges.

La variation des émissions spécifiques indiquées de NO_x avec le fuel est illustrée sur la figure (48). L'émission maximale de NO_x se produit avec le moteur à injection directe (A), qui se caractérise par une émission importante de NO_x , à cause de sa montée très rapide en pression; par contre l'émission minimale de NO_x se produit avec le moteur à préchambre (B).

L'injection de l'émulsion à 20 % d'eau dans les moteurs utilisés a permis de diminuer les émission de NO_x (Fig.49) à un niveau acceptable. La variation des coefficients de réduction de NO_x est :

..../

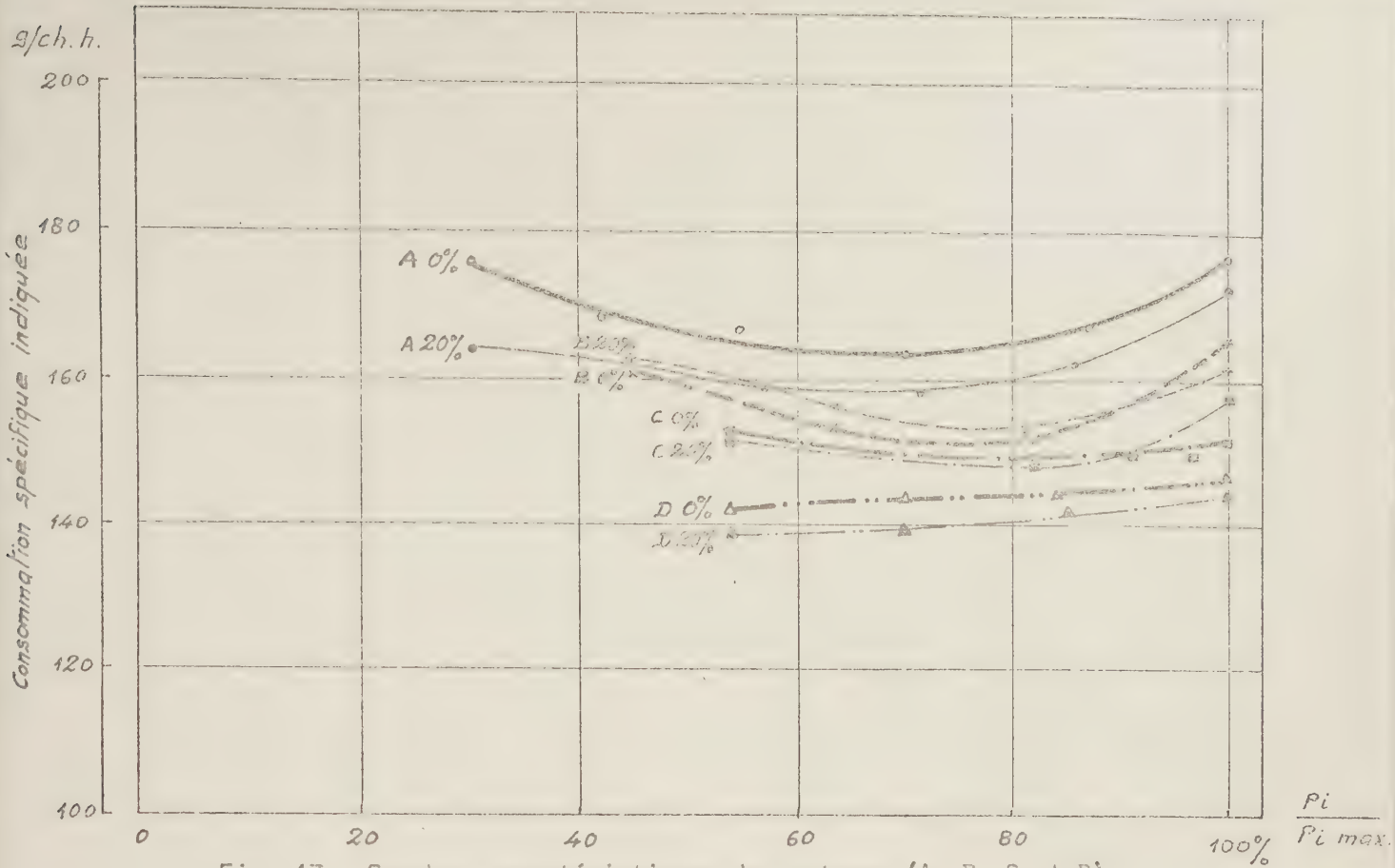


Fig. 47 - Courbes caractéristiques des moteurs (A, B, C et D) avec 0 et 20 % d'eau dans l'émulsion.

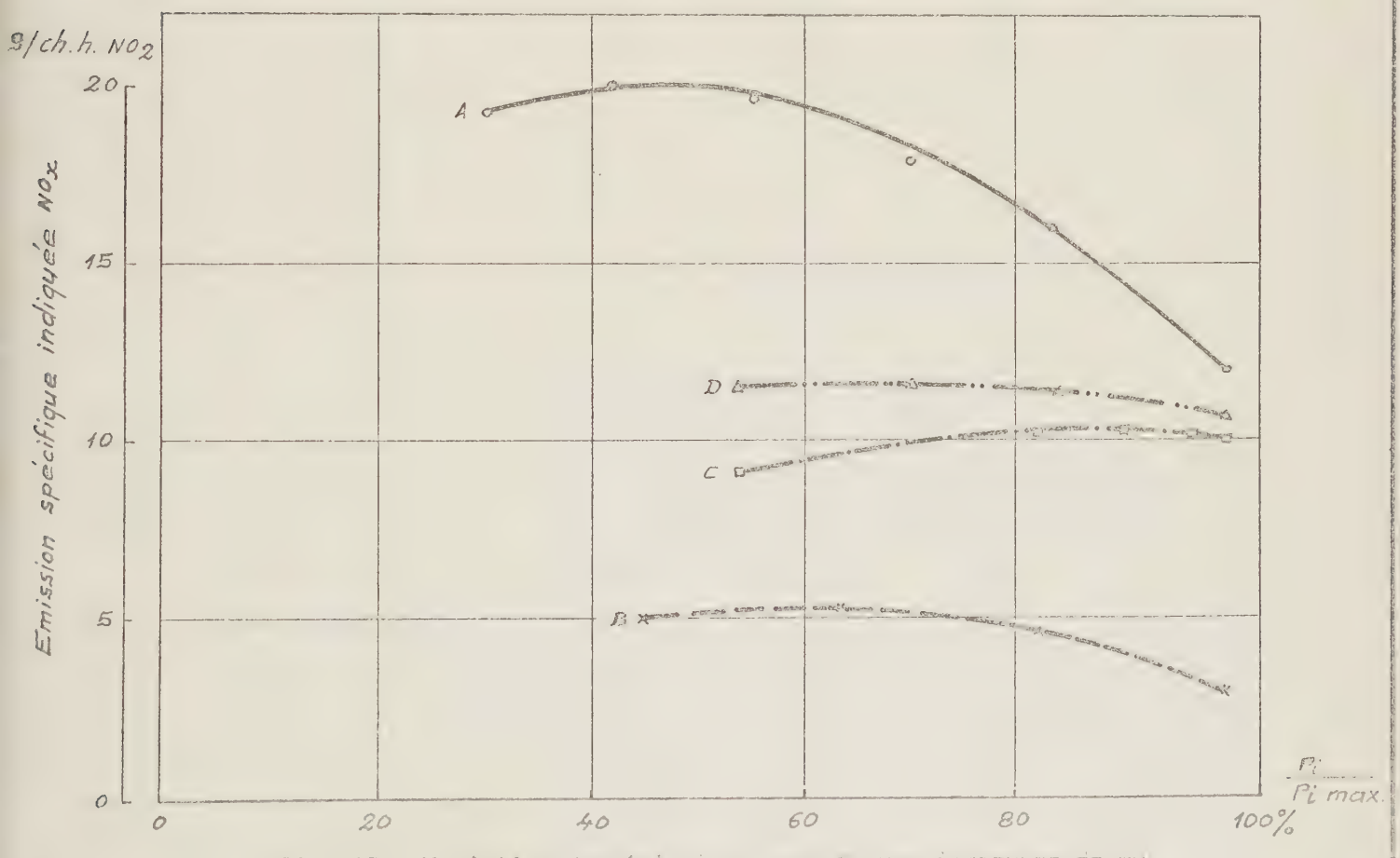


Fig. 48 - Variation des émissions spécifiques indiquées de NO_x avec le fuel, en fonction du rapport de puissance indiquée, moteurs (A, B, C et D).

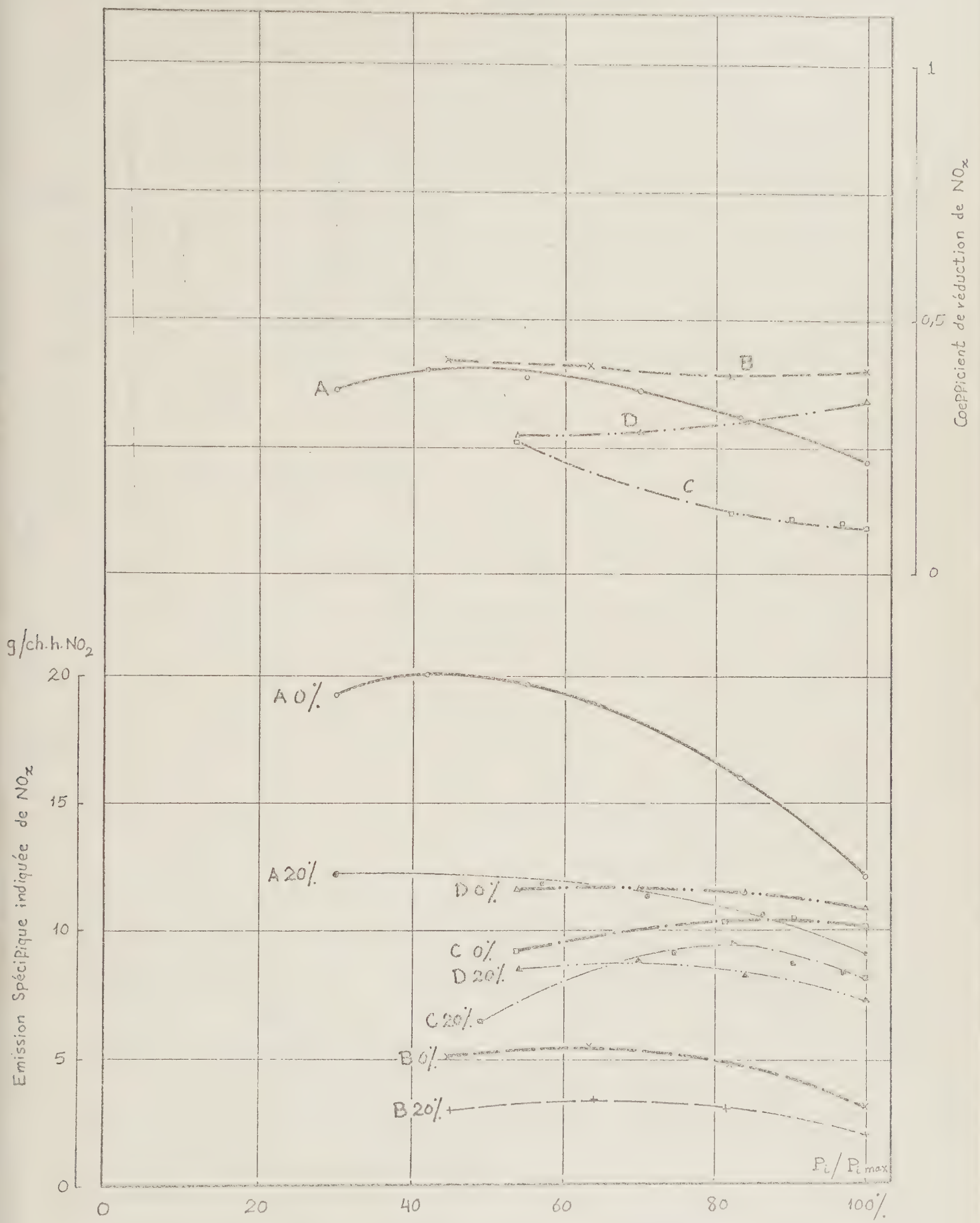


Fig. 49 - Variation des concentrations et des coefficients de réduction de NO_x en fonction du rapport de puissance indiquée, pour 0 et 20 % d'eau dans l'émulsion, moteur [illegible]

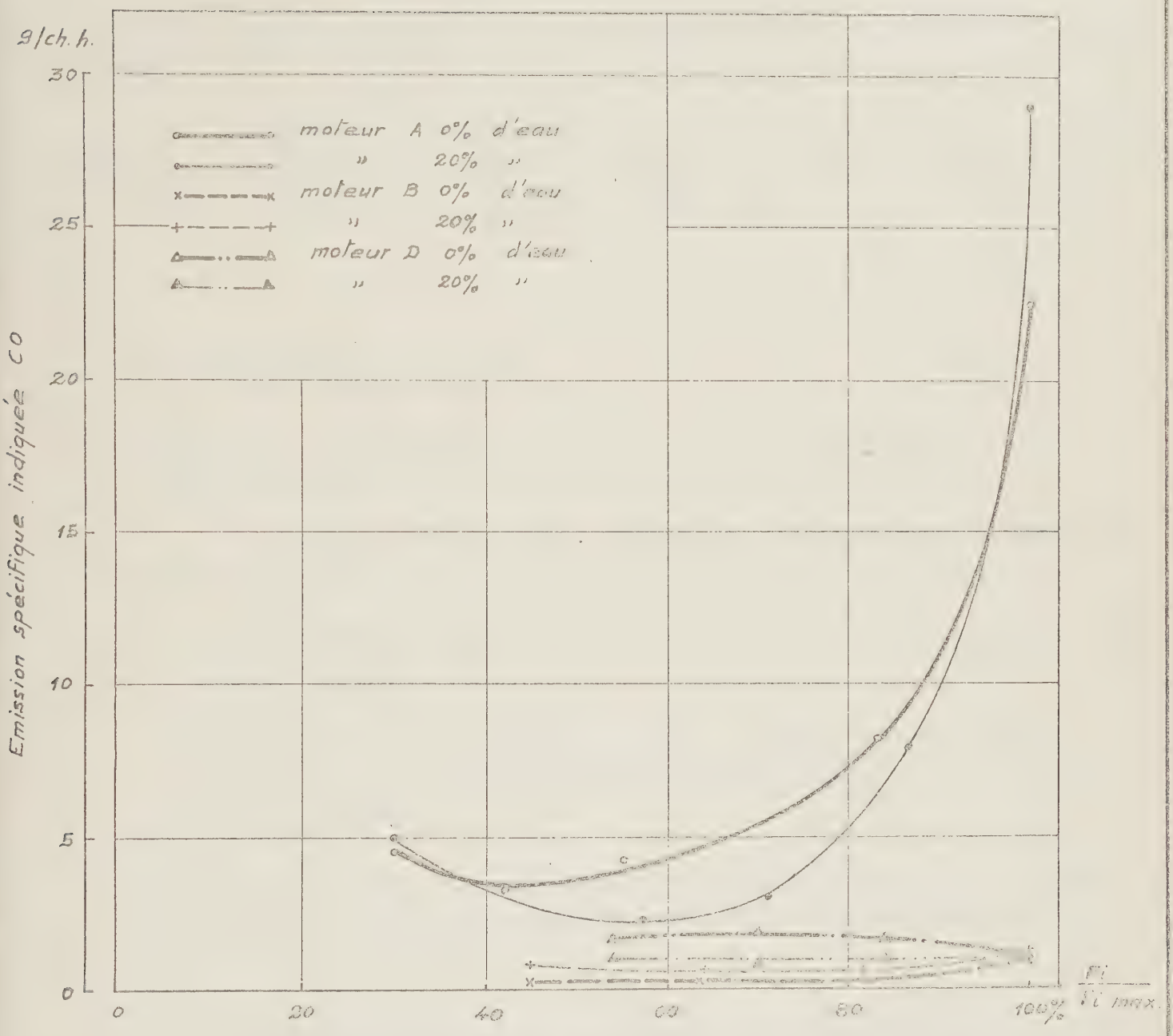


Fig. [illegible] - Variation des émissions spécifiques [illegible] en fonction du rapport de puissance indiquée, pour 0 et 20 % d'eau dans l'émulsion, moteurs [illegible].

- de 0,2 à 0,4 pour le moteur (A).
- de 0,40 pour le moteur (B) à toutes les charges.
- de 0,10 à 0,25 pour le moteur (C)
- de 0,25 à 0,35 pour le moteur (D)

A signaler que la réduction la plus importante est obtenue avec le moteur (A) à demi charge.

Avec l'émulsion 20 %, les émissions spécifiques indiquées de CO diminuent pour les moteurs à injection directe (A et D), alors que sur le moteur à préchambre (B), elles ont tendance à augmenter à toutes les charges (Fig.50).

3 - INTERPRETATION DES RESULTATS

3.1. Les phases de la combustion dans le moteur à allumage par compression

La combustion dans le moteur à allumage par compression peut se décomposer grossièrement en trois phases :

- Phase initiale : incontrôlée, avec inflammation spontanée et élévation de la température dans la zone du jet.
- Seconde Phase : avec propagation du front de flamme, toujours alimenté par l'injecteur, et formation notable de NO dans les zones les moins riches et les plus chaudes.
- Troisième Phase : fin de combustion avec production notable de divers hydrocarbures et stabilisation du NO aux valeurs atteintes auparavant.

3.2. Influence de l'eau sur les caractéristiques de fonctionnement et les émissions à l'échappement

Les modifications survenues sur les caractéristiques de fonctionnement et les émissions à l'échappement des moteurs à allumage par compression. Consécutives à l'utilisation, comme combustible, des émulsions eau-fuel doivent être interprétées à partir de l'action de l'eau ajoutée au fuel sur le mécanisme de formation du mélange et sur le déroulement de processus de combustion.

...../

Il est vraisemblable que lors de l'injection d'une émulsion eau-fuel, le fractionnement en gouttes produit de petits agglomérats constitués de gouttelettes d'eau entourées de gouttelettes de fuel.

La chaleur cédée par l'air comprimé (donc chaud) à la fin de compression provoque un début d'évaporation des gouttelettes d'eau, qui se vaporisent plus vite que les particules de fuel (dont le point initial de distillation est de 150 - 200°C), entraînant ainsi l'éclattement des gouttelettes de fuel qui ne sont que très partiellement évaporées. Ce procédé réalise donc deux pulvérisations, la première qui est la pulvérisation classique par pression, et la deuxième, la pulvérisation complémentaire obtenue par l'éclatement des particules de fuel. Ceci répond aux performances demandées de l'injecteur, c'est-à-dire obtenir la pulvérisation la plus fine possible pour avoir le mélange le plus intime avec l'air et favoriser ainsi le déroulement de la combustion.

Ce système de l'éclatement de la gouttelette de combustible a été vérifié en calculant l'échauffement d'une gouttelette de fuel contenant une gouttelette d'eau concentrique. La vaporisation d'eau se produit avant celle du fuel et fait éclater la goutte [6] .

Etant donné que le délai d'inflammation dans le moteur à allumage par compression dépend essentiellement de la température locale où moment de l'injection, la réduction de cette température provoque une augmentation considérable de celui-ci. La chaleur latente, assez élevée, de l'eau produit un refroidissement de l'ensemble de la charge ce qui conduit à l'augmentation du délai d'inflammation.

Dans les moteurs utilisés au cours de l'expérience, on a bien remarqué que l'effet de l'émulsion sur le délai d'inflammation est plus net dans les moteurs à injection directe que dans le moteur à préchambre. Car l'évaporation du fuel dans le moteur à injection indirecte se produit sur les parois de la préchambre, qui jouent un rôle important sur le début d'inflammation.

Dans la première phase de combustion, un délai d'inflammation plus long et des gouttes de combustible plus fines (à cause de l'éclatement des gouttelettes) produit une inflammation en masse plus intense caractérisée par un gradient de pression très élevé. Cependant, la quantité de chaleur ainsi dégagée est absorbée par la vapeur d'eau ce qui se traduit par une modération des températures atteintes et donc des pressions à la fin de cette phase. Le mécanisme se traduit du point de vue thermodynamique par une diminution du travail (surface P.V.) dans la portion du cycle où se produit l'inflammation en masse. Ceci est profitable uniquement si l'inflammation se produit avant le P.M.H. (travail négatif) ce qui est généralement le cas dans les moteurs à

...../

injection directe. Avec les moteurs à chambre de turbulence l'inflammation se produit après le P.M.H. en général de telle sorte qu'il y a une diminution du travail positif du cycle.

Il faut ajouter à ce mécanisme le fait que le refroidissement général (dilution de la flamme par la vapeur d'eau) provoque une amélioration du remplissage des moteurs en raison de l'abaissement de la température des gaz résiduels, d'où une possibilité d'améliorer les rendements.

Les résultats d'essais confirment cette analyse pour trois moteurs en ce sens qu'il y a un gain sur la consommation spécifique indiquée dans deux moteurs à injection directe ce qui n'est pas le cas avec le moteur à chambre de turbulence. Pour le moteur à refroidissement par air la consommation spécifique indiquée ne diminue pas par suite des échanges thermiques plus importants que pour le moteur à refroidissement par eau.

D'autre part, le mécanisme d'éclatement des gouttes de combustible (grâce à l'évaporation des gouttelettes d'eau) est bénéfique à l'inhibition de formation de suies à l'échappement. En effet, même si le phénomène de formation de la suite n'est pas connu en détail à l'heure actuelle, il est admis que cette suie se forme dans les régions riches du mélange où la chaleur intense reçue de la flamme avoisinante produit un cracking partiel du combustible gazeux. Ce cracking est d'autant plus important que les fractions de combustible intéressées sont plus lourdes et que les richesses locales sont plus élevées.

Il peut y avoir une double action de l'eau sur ce mécanisme : d'une part l'éclatement des gouttes réduit les fractions lourdes en gouttes plus fines, donc diminution du cracking, d'autre part l'eau peut agir sur le résultat de ce cracking (c'est-à-dire les particules de carbone) car il peut se produire une réaction de gaz à l'eau $C + H_2O = CO + H_2$ qui à haute température détruit les particules de carbone déjà formées. Une telle réaction réduit la teneur en suie mais favorise, par contre, la formation de CO. Dans le cas des moteurs à injection directe essayés, la réduction de la quantité de suie consécutive à l'utilisation des émulsions eau-fuel ne s'accompagne pas d'une augmentation des teneurs en CO ce qui semble indiquer que la réaction de gaz à l'eau ne joue pas un rôle important pendant le processus de combustion. Il se peut que cette réaction intervienne dans le cas du moteur à chambre de turbulence où les teneurs en CO augmente.

...../

Il est maintenant admis que les oxydes d'azote (NO_x) qui apparaissent pendant la combustion sont formés dans les zones de la flamme où la température des gaz et la concentration d'oxygène jouent un rôle important. L'eau, présente pendant le processus de combustion agit comme diluant inerte en réduisant la concentration en oxygène et en abaissant la température de la flamme à cause de sa chaleur latente assez élevée. Ainsi, pour tous les moteurs utilisés, l'emploi des émulsions eau-fuel entraîne une diminution des émissions en oxydes d'azote.

L'eau pulvérisée à l'admission des moteurs produit les mêmes effets, cependant à un degré moindre, car le mode de réduction de la température de réaction par l'eau varie d'une façon significative suivant la méthode d'addition d'eau. En principe l'eau pulvérisée à l'admission est bien mélangée d'une manière homogène avec l'air pendant la compression, bien avant l'inflammation. Dans ce cas le refroidissement produit pendant l'injection du combustible ne sera que très faible (car la masse d'eau est égale à 1 % de la masse d'air). Par conséquent, la pulvérisation d'eau à l'admission n'a pas tellement retardé le début d'inflammation.

L'eau d'émulsion injectée dans la chambre de combustion commence aussitôt à se vaporiser et se mélanger localement. l'eau ayant une pression d'évaporation moins élevée que celle du fuel, et une chaleur latente plus grande. Donc, l'évaporation d'eau provoque une réduction importante de la température locale et par suite une réduction de la température de la flamme. Ceci se traduit par une augmentation du délai d'inflammation et une diminution notable de la concentration de NO_x formés au cours de la combustion.

...../

C O N C L U S I O N

L'effet produit par l'introduction d'eau sur les émissions de polluants des moteurs à allumage par compression, dépend de la façon dont l'eau est introduite dans le cylindre et surtout du type de moteur.

L'émission des polluants à l'échappement est diminuée d'une façon considérable avec l'injection de l'émulsion eau-fuel, tandis qu'avec la pulvérisation d'eau à l'admission, cette diminution est moins importante pour les mêmes pourcentages d'eau utilisés.

L'injection d'une émulsion eau-fuel présente un intérêt certain en ce qui concerne la réduction des émissions d'oxydes d'azote à l'échappement. Cette réduction peut atteindre des proportions très importantes, jusqu'à 95 % par rapport aux moteurs alimentés en fuel.

Il en est de même pour l'émission des suies, et les températures à l'échappement qui diminuent sensiblement, ce qui permet d'augmenter la puissance de certains moteurs de 20 % en conservant les limites de fumées admises pour le fonctionnement avec du fuel.

L'émission d'oxyde de carbone est diminuée de 30 à 50 % pour les moteurs à injection directe et augmentée pour le moteur à chambre de turbulence tout en restant dans les limites acceptables.

Cependant l'injection de l'émulsion eau-fuel entraîne une formation plus importante d'imbrûlés aux charges partielles, et provoque une augmentation du délai d'inflammation d'une manière plus importante pour les moteurs à injection directe. Cette augmentation du délai d'inflammation est caractérisée par l'accroissement considérable du gradient de pression au début de l'inflammation.

Les émulsions à faible pourcentage d'eau (10 à 20 %) semblent bénéfiques du point de vue de la consommation spécifique indiquée (diminution de l'ordre de 1 à 5 %).

En ce qui concerne les émulsions à fort pourcentage d'eau (30 %), leur effet sur la consommation spécifique indiquée dépend du type et du mode de refroidissement des moteurs. Dans le cas des moteurs à injection directe à refroidissement par eau, la consommation spécifique indiquée diminue (variation de l'ordre de 8 %) surtout à forte charge. Par contre avec le moteur à refroidissement par air et le moteur à chambre de turbulence la consommation spécifique indiquée a tendance à augmenter.

Le bon fonctionnement des moteurs impose une limite de 20 % d'eau dans l'émulsion. Au-delà de cette valeur le démarrage est difficile; à faible charge l'inflammation se produit mal et un fonctionnement instable apparaît. Une autre limite de l'utilisation de ces émulsions peut être la tenue mécanique du moteur, les émulsions augmentant, souvent considérablement (jusqu'à 175 %), les gradients de pression au début de l'inflammation.

ANNEXE I

1 - DERIVATION DETAILLEE DE L'EXPRESSION DE LA VITESSE DE FORMATION DE NO

Nous avons considéré dans le mécanisme de formation de l'oxyde d'azote (Paragraphe 1.5.1), que l'oxydation de l'azote s'effectue suivant le mécanisme en chaîne

$$N_2 + O \underset{K_1'}{\overset{K_1}{\rightleftharpoons}} NO + N \qquad (1)$$

$$N + O_2 \underset{K_2'}{\overset{K_2}{\rightleftharpoons}} NO + O \qquad (2)$$

$$N + OH \underset{K_3'}{\overset{K_3}{\rightleftharpoons}} NO + H \qquad (3)$$

$$O_2 \underset{K_4'}{\overset{K_4}{\rightleftharpoons}} O + O \qquad (4)$$

La vitesse de formation du NO est :

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1[N_2][O] + K_2[N][O_2] + K_3[N][OH] - K_1'[NO][N] - K_2'[NO][O] - K_3'[NO][H] \qquad (5)$$

En supposant que la concentration en atome libre d'azote est égale à sa valeur stationnaire ($[N] = [N]^*$; $\frac{d[N]}{dt} = 0$).

$$\frac{d[N]}{dt} = K_1[N_2][O] + K_2'[NO][O] + K_3'[NO][H] - K_1'[N][NO] - K_2'[O_2][N] - K_3[OH][N] = 0$$

d'où on tire

$$[N]^* = \frac{K_3'[NO][H] + [O](K_1[N_2] + K_{-2}[NO])}{K_{-1}[NO] + K_2[O_2] + K_3[OH]} \qquad (6)$$

...../

En substituant l'équation (6) dans l'équation (5) :

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1[N_2][O] - K_2'[NO][O] - K_3'[NO][H]$$

$$+ (K_2[O_2] + K_3[OH] - K_1'[NO]) \frac{K_3'[NO][H] + [O](K_1[N_2] + K_2'[NO])}{K_1'[NO] + K_2[O_2] + K_3[OH]}$$

On pose

$$\frac{K_1'[NO]}{K_2[O_2] + K_3[OH]} = X \qquad \text{et} \qquad \frac{K_2'[NO]}{K_1[N_2]} = Y$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1[O][N_2](1 - Y) + K_3'[NO][H]\left(\frac{1 - X}{1 + X} - 1\right) + \left(\frac{1 - X}{1 + X}\right) K_1[O][N_2](1 + Y)$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1[O][N_2]\left\{(1 - Y) + \frac{1 - X}{1 + X}(1 + Y)\right\} - \frac{2K_3'[NO][H]}{1 + \frac{1}{X}}$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2K_1[O][N_2]}{1 + X} - \frac{2K_1[O][N_2]Y + 2K_3'[NO][H]}{1 + \frac{1}{X}}$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2K_1[O][N_2]}{1 + \frac{K_1'[NO]}{K_2[O_2] + K_3[OH]}} - \frac{2[NO](K_2'[O] + K_3'[H]}{1 + \frac{K_2[O_2] + K_3[OH]}{K_1'[NO]}} = V_A - V_B \qquad (7)$$

Dont le terme négatif est la vitesse de décomposition (V_B) et le terme positif de la vitesse de formation NO (V_A). On remarque que, le premier terme, qui considère seulement les réactions 1, 2 et 4 correspond au mécanisme de ZELDOVICH augmenté par les réactions entre N et OH. En outre, la vitesse de formation correspond aussi au mécanisme de LAVOIE, KECK et HEYWOOD [33], sans tenir compte de la formation de NO à partir de N_2O.

En supposant aussi que l'équilibre thermodynamique atteint pour les espèces suivantes : $[O] = [O]_e$; $[O_2] = [O_2]_e$; $[H] = [H]_e$; $[OH] = [OH]_e$; et $[N_2] = [N_2]_e$.

...../

De l'équation (7)

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 K_1 [O][N_2]}{1 + X} - \frac{2 [NO](K_2' [O] + K_3' [H])}{1 + \frac{1}{X}}$$

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 K_1 [O][N_2]}{1 + X} \left[1 - \frac{K_1' (K_2' [O] + K_3' [H])}{(K_2[O_2] + K_3[OH])(K_1[O][N_2])}\right] [NO]^2$$

à l'état d'équilibre $\frac{d[NO]}{dt} = 0$

Donc :

$$[NO]_{eq}^2 = \frac{(K_2 [O_2] + K_3 [OH])(K_1[O][N_2])}{K_1' (K_2' [O] + K_3' [H])}$$

D'où

$$\boxed{\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 K_1 [O][N_2]}{1 + \frac{K_1' [NO]}{K_2[O_2] + K_3[OH]}} \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_{eq}^2}\right)} \qquad (8)$$

On considère ici, un mélange pauvre, la concentration en oxygène est donc très supérieure à la concentration en oxyde d'azote.

Le terme $K_1' [NO] / K_2 [O_2] + K_3 [OH]$ est donc négligeable devant 1 . L'équation (8) de la vitesse de réaction d'oxydation d'azote peut prendre une forme plus simple

Soit $$\frac{d[NO]}{dt} = 2 K_1 [N_2][O] \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_{eq}^2}\right) \qquad (9)$$

A l'état d'équilibre de (N; H; et O) on obtient :

$$K_4 [O_2] - K_4' [O][O] = 0$$

$$[O] = \sqrt{\frac{K_4}{K_4'}} [O_2]^{1/2} \qquad (10)$$

...../

En rapportant la valeur de la concentration atomique d'oxygène dans l'équation (10), on trouve :

$$\frac{d\left[NO\right]}{dt} = 2\,K_1 \sqrt{\frac{K_4}{K_4'}}\left[N_2\right]\left[O_2\right]^{1/2}\left(1 - \frac{\left[NO\right]^2}{\left[NO\right]^2_{eq}}\right)$$

2 - CALCUL DU RAPPORT DE REDUCTION A L'EQUILIBRE DE NO EN PRESENCE D'EAU

Pour illustrer l'effet de l'addition d'eau sur la réduction des concentrations de NO_x dans les moteurs à allumage par compression, on peut se baser sur la concentration d'équilibre de l'NO à la température théorique d'inflammation. La composition des produits de combustion dissociés est déterminée par la méthode graphique des constantes généralisées (R. VICHNIEVSKY) [40].

En simplifiant l'analyse, on peut étudier la combustion isochore d'un mélange stochiométrique de gaz-oil ($C_{7,13}\,H_{14,3}$) dans l'air à 500 °C et 20 bars, dans les cas où le pourcentage d'eau par rapport au combustible est de 0; 25; 50; 66,6; et 100 %.

2.1. Calcul de la température théorique et des produits de combustion avec le fuel pur

Les produits non dissociés de la combustion d'une mole de $C_{7,13}\,H_{14,3}$ sont :
$7,13\,CO_2 + 7,15\,H_2O + 40,25\,N_2$

Ce qui représente les deux équilibres distincts :

$$CO_2 + 6,65\,N_2$$

$$H_2O + 6,63\,N_2$$

On suppose que la pression à la fin de combustion est de 80 bars, et on choisit des températures encadrant la température cherchée (2400 °C , 2500 °C , 2600 °C, 2750 °C).

A 2400°C la constante d'équilibre de $O + O \rightleftharpoons O_2$ est de $1,1885 \times 10^{-3}$, d'où (à partir des diagrammes généralisés) :

...../

Nombre de moles	Constante d'équilibre	Energie de dissociation par mole Kcal/mole	Energie de dissociation totale kcal/mole	Nombre de moles total
7,13 CO_2	$1,1885 \times 10^{-3} \times \frac{7,65}{80}$	8,25	58,82	55,17
7,15 H_2O	$*,1885 \times 10^{-3} \times \frac{7,63}{80}$	3,4	24,31	
			83,13	

L'énergie interne des produits non dissociés est $U_{n.d.}$:

$$U_{n.d.}^{0 \rightarrow 2400} = n_{CO_2} \times U_{CO_2}^{0 \rightarrow 2400} + n_{H_2O} \times U_{H_2O}^{0 \rightarrow 2400} + n_{N_2} \times U_{N_2}^{0 \rightarrow 2400}$$

$$U_{n.d.}^{0 \rightarrow 2400} = 7,13 \times 28,26 + 7,15 \times 22,19 + 40,25 \times 14,9 = 963,25 \text{ Kcal/mole.}$$

L'énergie totale des produits de combustion est la somme de l'énergie interne non dissocié et l'énergie de dissociation.

Donc $U_T = 1046,4$ Kcal/mole.

En procédant de la même façon pour les autres températures, on peut tracer la courbe $T = f(U_T)$.

T °C	U_T $\frac{\text{Kcal}}{\text{mole}}$
2400	1046,4
2500	1120
2600	1191
2750	1305

Par ailleurs, l'énergie totale contenue dans les produits doit correspondre à la somme de l'énergie initiale du mélange et du pouvoir calorifique inférieur.

...../

Ainsi : $$U_T = \left(n_{O2} \times U_{O_2}^{0 \rightarrow 500} + n_{N_2} \times U_{N_2}^{0 \rightarrow 500} + n_{C_{7,13}H_{14,3}} \times U_{C_{7,13}H_{14,3}}^{0 \rightarrow 500} \right) + P_c^{inf}$$

avec $P_c^{inf} = 1010,4$ Kcal/mole

En négligeant l'énergie interne du combustible par rapport à celle de l'air, on obtient :

$$U_T = 136,4 + 1010,4 = 1146,8 \text{ Kcal/mole}$$

En rapportant cette valeur sur le diagramme précédent $T\ U_T$, la température de la combustion se trouve à 2540 °C.

A cette température la constante d'équilibre de $2O \rightleftarrows O_2$ est de $3,65 \times 10^{-3}$ ce qui permet de déterminer la composition des produits de combustion à partir des diagrammes généralisés.

Produits	O	O_2	CO	CO_2	OH	H_2	H_2O	N_2
$\frac{\text{Nbre de mole}}{\text{mole } C_{7,13}H_{14,3}}$	0,0375	0,663	1,13	6,03	0,386	0,307	6,578	40,25

A la température de combustion 2813 °K la constante d'équilibre de la formation de NO est $K_p = 9,2 \times 10^{-2}$ pour la réaction d'équilibre $\frac{1}{2} N_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftarrows NO$, ce qui donne une concentration d'équilibre de NO de :

- produits humide $NO_h = 8583$ p.p.m.
- produits secs $NO_s = 9740$ p.p.m.

2.2. Calcul de la température théorique et des produits de combustion avec 25 % d'eau dans le combustible .

$$C_{7,13}H_{14,3} + 0,25 \frac{100}{18} H_2O + 10,705 (O_2 + 3,76 N_2) \longrightarrow 7,13 CO_2 + 8,54 H_2O + 40,25 N_2$$

Comme auparavant, on considère les deux équilibres :

$$CO_2 + 6,84 N_2$$

$$H_2O + 5,55 N_2$$

..../

On choisit des températures encadrant la température cherchée (2400 °C , 2500 °C et 2600 °C).

A 2400 °C on trouve à partir des diagrammes généralisés

Nombre de moles	Constante d'équilibre	Energie de dissociation par mole Kcal/mole	Energie de dissociation totale kcal/mole	Nombre de moles total
7,13	$1,16 \times 10^{-4}$	8,2	58,47	56,62
8,54	$9,73 \times 10^{-5}$	3,2	27,33	

Donc l'énergie totale des produits de combustion est :

$$U_{tot} = 1076,5 \quad \text{Kcal/mole}$$

En procédant de la même manière, on trouve pour les autres températures leur énergie totale

T °C	U_{tot} $\frac{Kcal}{mole}$
2400	1076,5
2500	1157
2600	1231,5

Mais l'énergie totale initiale du mélange et du pouvoir calorifique, en tenant compte de l'évaporation d'eau à la pression initiale de 20 bars est :

$$U_T = n_{O_2} \times \overset{0 \longrightarrow 500}{U_{O_2}} + n_{N_2} \times \overset{0 \longrightarrow 500}{U_{N_2}} + n_{H_2O} \left(\overset{0 \longrightarrow 500}{U_{H_2O}} - \lambda \right) + P_c^{inf}$$

où λ est la chaleur de vaporisation de l'eau à 20 bar = 8,146 Kcal/mole.

Donc : $U_T = \left[10,705 \times 2,88 + 40,25 \times 2,62 + \frac{25}{18} (3,4 - 8,146) \right] + 1010,4$

$U_T = 1140$ Kcal/mole

...../

d'où la température de combustion est $T = 2477\ °C$

et $K_{P_{O_2}} = 2,317 \times 10^{-3}$

$K_{P_{NO}} = 8,5 \times 10^{-2}$

Donc la composition des produits de combustion est :

produits	O	O_2	CO	CO_2	OH	H_2	H_2O	N_2
$\frac{\text{Nbre de mole}}{\text{mole } C_{7,13}\ H_{14,3}}$	0,0278	0,5845	0,998	6,188	0,367	0,278	7,993	40,25

et $\left[NO\right]_h = 7273$ p.p.m.

$\left[NO\right]_s = 8467,5$ p.p.m.

d'où le rapport de réduction de NO pour 20 % d'eau (masse d'eau/masse d'eau + masse combustible).

$$\rho = \frac{\left[NO\right]_{s\ sans\ eau} - \left[NO\right]_{s\ eau}}{\left[NO\right]_{s\ sans\ eau}} = \frac{9740 - 8467,5}{9740} = 0,13$$

En faisant le calcul pour les autres pourcentages d'eau dans le combustible on trouve :

pourcentage d'eau $\mathcal{E}$ %	rapport de réduction de NO ρ %
20	13
33	23
40	29,8
50	46,7

La figure (52) montre l'influence du pourcentage d'eau sur le rapport de réduction de l'émission de NO_x. On remarque que ce rapport de réduction suit de très près celui qui était relevé sur le moteur (A) à une richesse constante de (0,63), pour une vitesse de rotation de (2000 t/mn). Cette concordance approximative explique bien la validité de la méthode de calcul. Il est donc possible d'arriver à une précision plus grande en tenant compte de l'évolution réelle de la combustion dans le moteur.

...../

Par contre, le rapport de réduction de NO_x obtenu avec l'émulsion est presque deux fois plus grand de celui obtenu par le calcul et ceci correspond à la température locale inférieure dans le cas des émulsions.

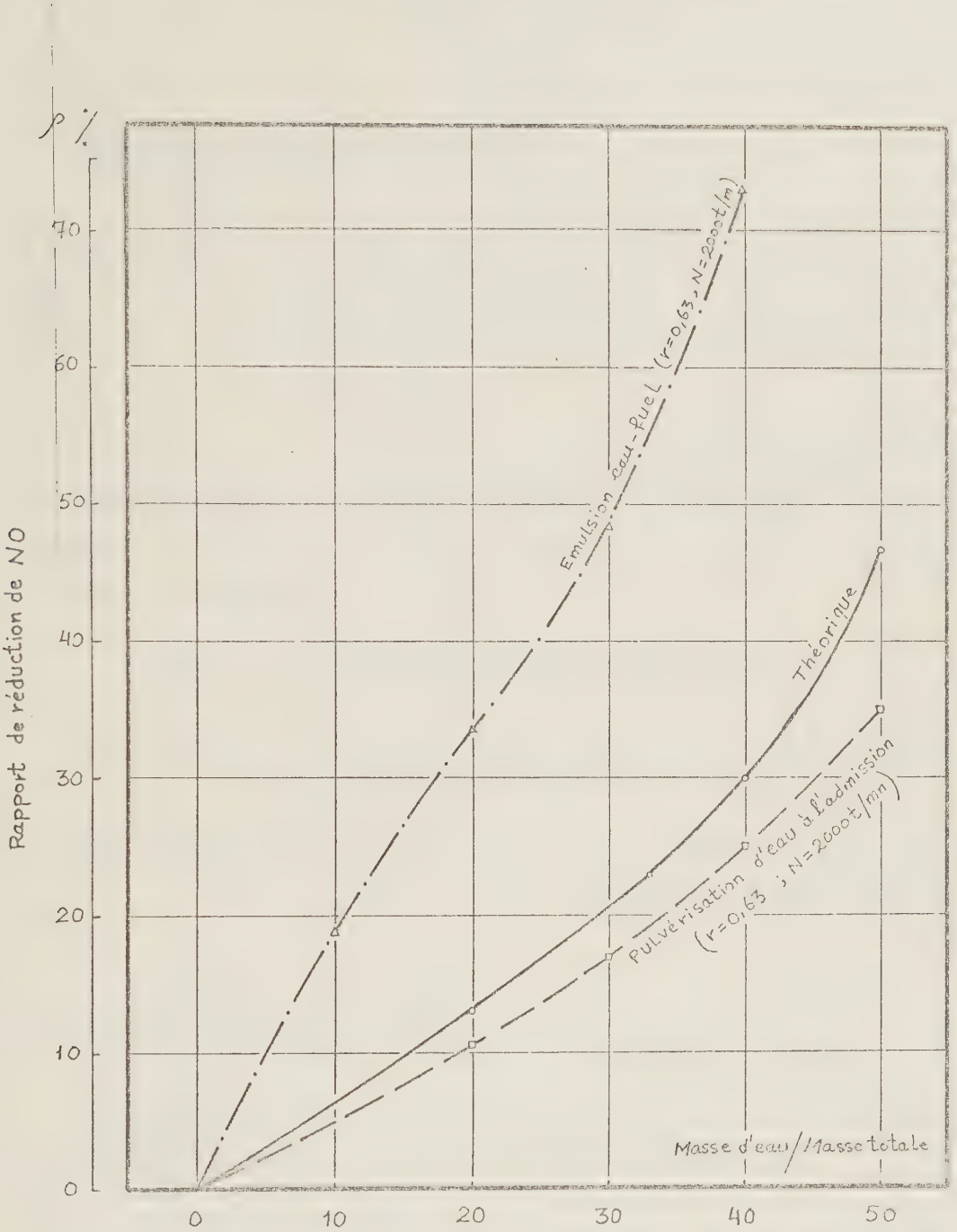


Fig. 51 - Influence du pourcentage d'eau sur le rapport (théorique et réel) de réduction de NO, moteur (4).

ANNEXE II

ETUDE DE LA VARIATION DU DELAI D'INFLAMMATION AVEC L'INJECTION D'EMULSION EAU-FUEL

1 - DEFINITION DU DELAI D'INFLAMMATION

Différents critères ont été utilisés pour définir le délai d'inflammation dans le moteur à allumage par compression, il sera déterminé ici comme le temps compris entre l'instant de levée d'aiguille d'injecteur, et celui du début de combustion marqué par une montée brusque de pression dans la chambre de combustion due à la libération de l'énergie de combustion.

Cette durée varie selon la nature du combustible, les conditions de richesse, les caractéristiques de la goutte de combustible (diamètre, vitesse, et température initiaux), la vitesse de rotation, l'avance à l'injection, la température et la pression dans le cylindre.

On peut distinguer deux parties du délai d'inflammation :

1) Délai physique : Le temps écoulé entre le début de l'injection et le début des réactions de préflamme.

2) Délai chimique : Le temps écoulé entre l'instant de formation d'un mélange inflammable et l'apparition de premier foyer d'inflammation.

2 - EFFET DE LA PRESSION D'AIR SUR LE DELAI D'INFLAMMATION

Le délai d'inflammation décroît avec l'augmentation de la pression d'air où moment de l'injection. Ceci est dû aux facteurs suivants :

1) A la chute de la température d'auto-inflammation du combustible avec l'augmentation de la pression.

2) La validité de l'oxygène de la charge s'accroît avec l'augmentation de la pression.

3) L'augmentation du taux d'échanges thermiques entre l'air et la gouttelette de combustible causée par l'accroissement de la densité d'air dans le cylindre provoque une diminution dans la partie physique du délai.

...../

3 - RESULTATS EXPERIMENTAUX

A l'aide des diagrammes de pression pour le moteur (B) à préchambre, et le moteur (D) suralimenté, on détermine sur les photos la pression à l'injection p_{inj}, la pression d'inflammation p_{inf}, et la pression moyenne : $p_m = \frac{p_{inj} + p_{inf}}{2}$, pour le gas-oil et l'émulsion à 20 % d'eau. On calcule également à partir des photos le délai d'inflammation.

Pour un régime de rotation donné et une avance optimale à l'injection avec la variation de la charge pour le fuel et l'émulsion 20 %, on cherche une loi de forme : $\tau = A\, p^n$, ou p représente la pression moyenne où la pression à l'injection.

On utilise pour cela une méthode graphique avec coordonnées logarithmiques. Les figures suivantes représentent $\log \tau$ contre $\log p$, montrent que la relation entre les deux variables est linéaire $\tau = A\, p^n$

3.1. Moteur (B) à chambre de turbulence

a) Pression à l'injection

A partir de la (fig.52), on trouve que la loi de la variation du délai d'inflammation avec la pression à l'injection est :

$$\tau = 2{,}7\ p_{inj}^{-0{,}35} \qquad \text{avec le gas-oil .}$$

$$\tau = 101{,}5\ p_{inj}^{-1{,}3} \qquad \text{avec l'émulsion à 20 \% d'eau .}$$

b) Pression moyenne

D'après la figure (53) on trouve :

$$\tau = 3{,}77\ p_m^{-0{,}42} \qquad \text{avec le gas-oil.}$$

$$\tau = 98{,}56\ p_m^{-1{,}22} \qquad \text{avec l'émulsion à 20 \% d'eau .}$$

On constate qu'avec le fuel et l'émulsion 20 %, le délai d'inflammation diminue avec l'augmentation des pressions (moyenne ou à l'injection). Cette diminution est plus rapide avec l'émulsion 20 %, ce qui signifie que l'eau à une tendance d'augmenter l'influence de la pression sur le délai.

...../

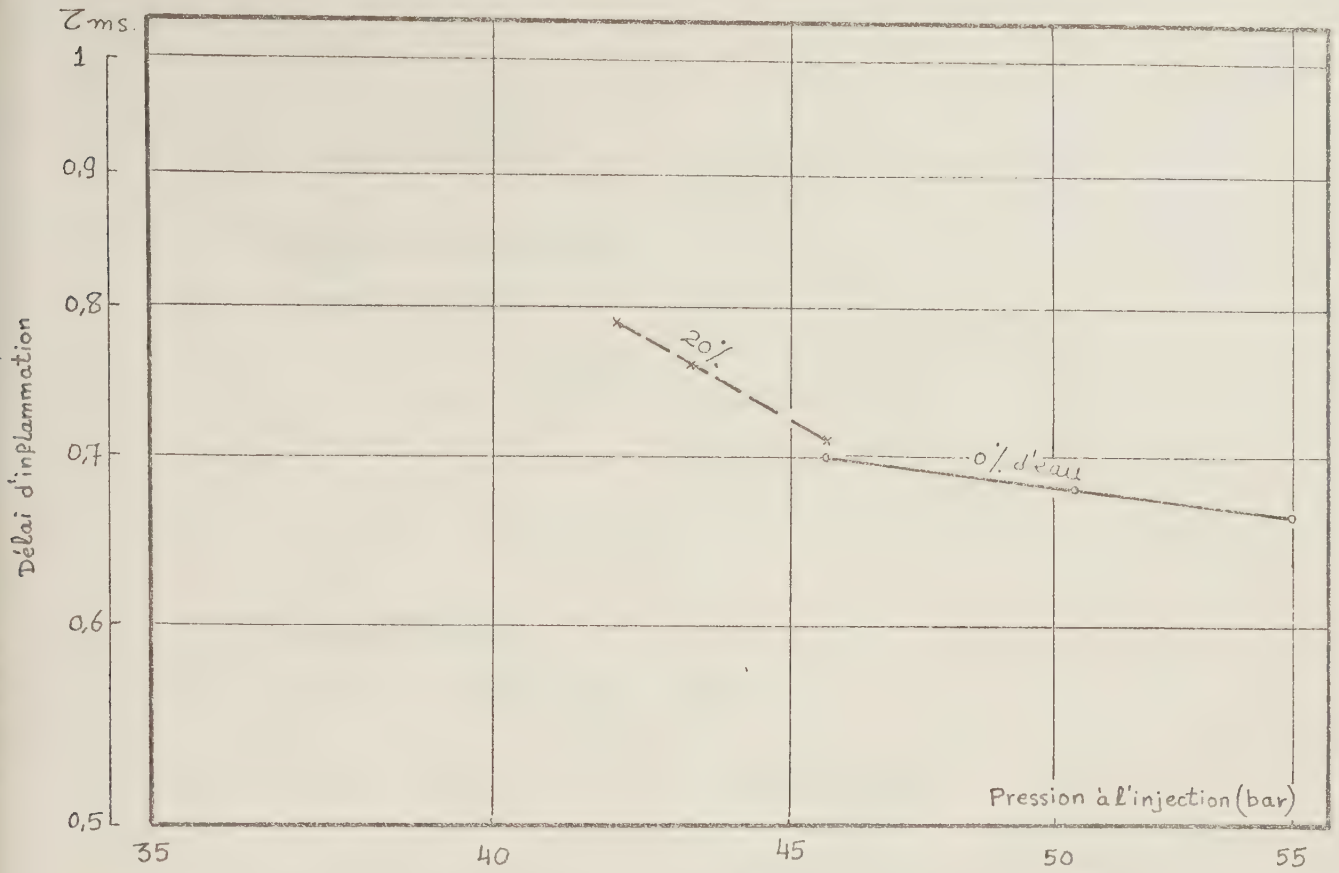


Fig. 52 - Influence de la pression à l'injection sur le délai d'inflammation pour le gas-oil et l'émulsion à 20 % d'eau (Moteur B, N = 2500 t/mn).

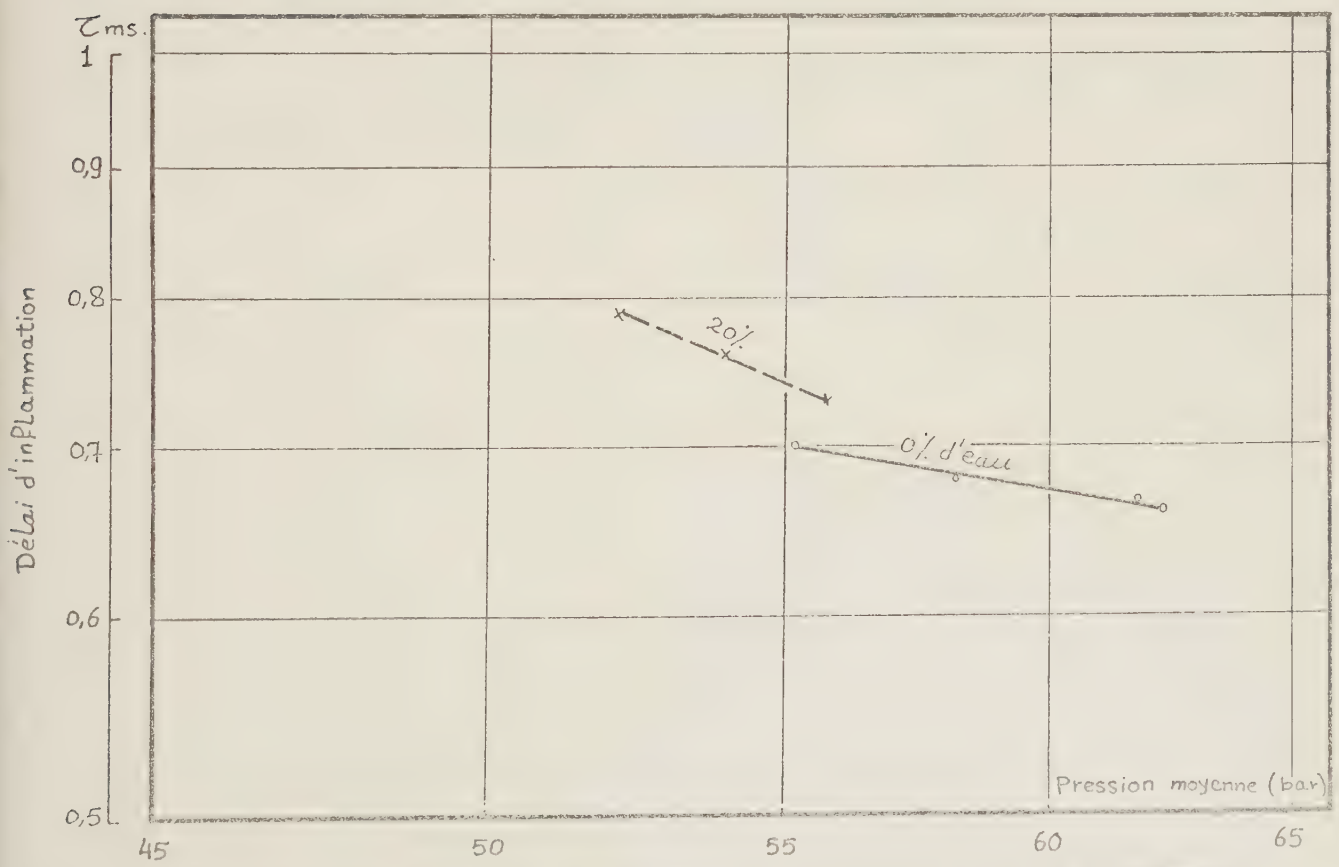


Fig. 53 - Influence de la pression moyenne sur le délai d'inflammation pour le gas-oil et l'émulsion à 20 % (Moteur B, N = 2500 t/mn).

3.2. Moteur (D) suralimenté

a) Pression à l'injection

D'après la figure (54) on trouve :

$$\tau = 30{,}43\ p_{inj}^{-0{,}995} \qquad \text{avec le gas-oil.}$$

$$\tau = 37{,}10\ p_{inj}^{-1} \qquad \text{avec l'émulsion à 20 \% d'eau.}$$

b) Pression moyenne

D'après la figure (55) on trouve :

$$\tau = 48{,}78\ p_{m}^{-1{,}077} \qquad \text{avec le gas-oil}$$

$$\tau = 57{,}28\ p_{m}^{-1{,}077} \qquad \text{avec l'émulsion à 20 \% d'eau.}$$

On constate que les courbes de variation du délai d'inflammation avec la pression à l'injection et la pression moyenne sont presque parallèles pour le fuel et l'émulsion 20 % . D'autre part le délai d'inflammation pour la même pression (moyenne ou à l'injection) est plus élevé avec l'émulsion 20 % qu'avec le fuel.

On peut vérifier d'après les résultats précédents que le délai d'inflammation est minimum pour la pression à l'injection.

...../

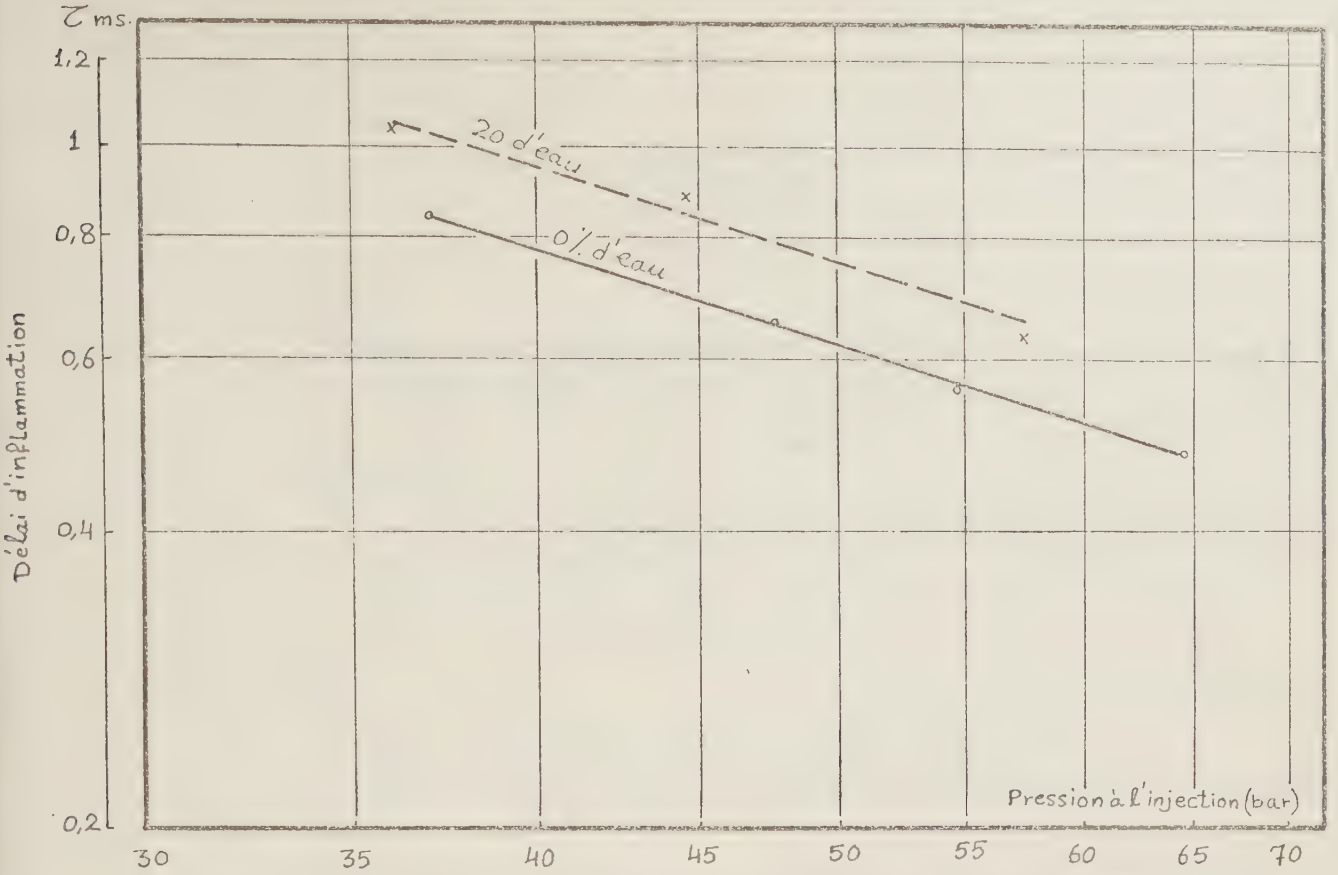


Fig. 54 - Influence de la pression à l'injection sur le délai d'inflammation pour le gas-oil et l'émulsion à 20 % d'eau (Moteur D, N = 1500 t/mn).

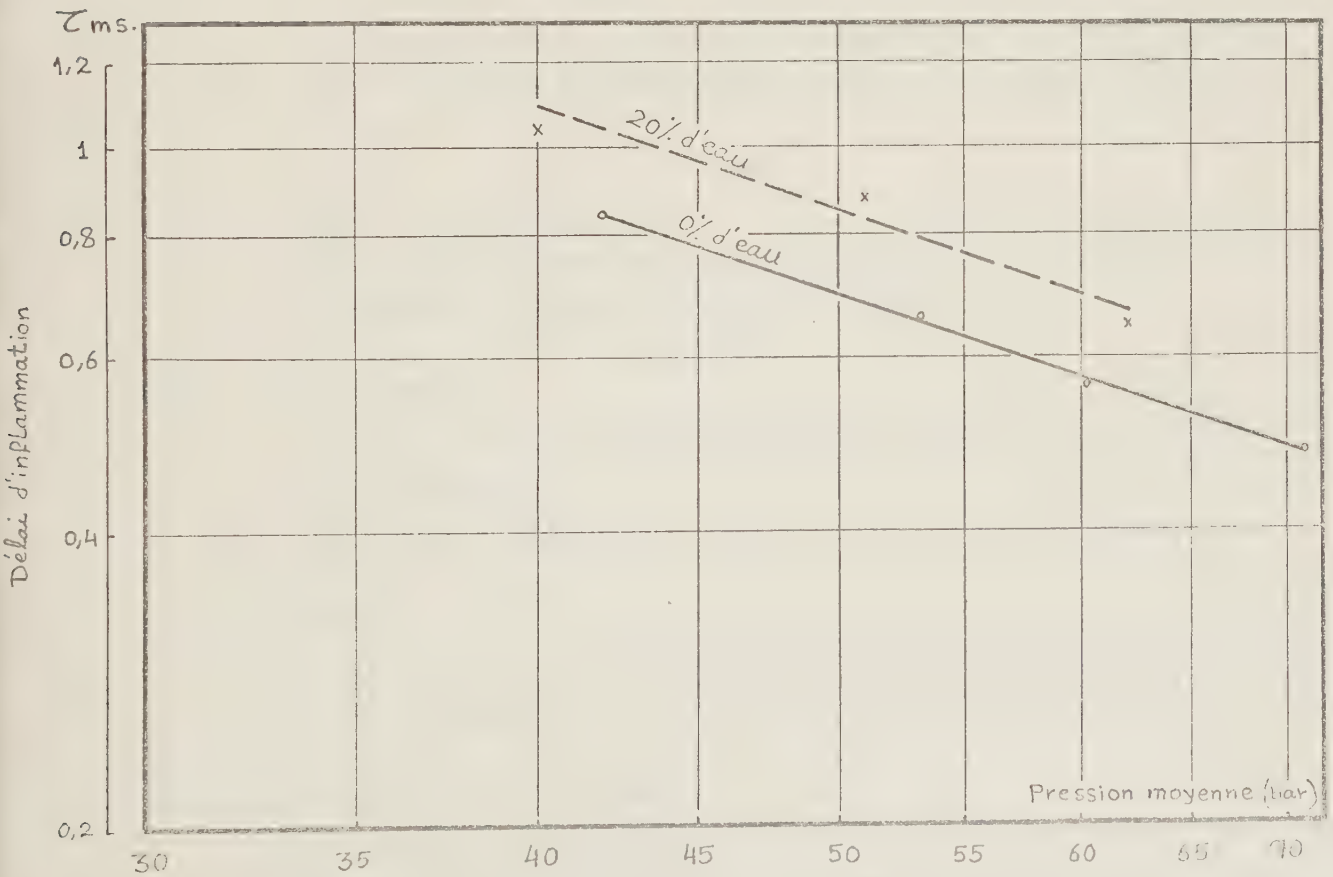


Fig. 55 - Influence de la pression moyenne sur le délai d'inflammation pour le gas-oil et l'émulsion à 20 % d'eau (Moteur D, N = 1500 t/mn).

BIBLIOGRAPHIE

[1] B. MILLER
" Gas turbine process using added steam ".
Semi-annual meeting of ASME, Pettsburgh, Juin 1954

[2] P. CHAMBADAL
" Intérêt de l'injection d'eau ou de vapeur dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz ".
Chaleur et Industrie, Juillet 1957.

[3] C. BULTZO
" Steam injection, a source of incremental Power "
ASME Gaz turbine conférence + Produits show cleveland - Mars 1969.

[4] N. GASPAROVIC
" Gas turbine with heat exchanger and water injection in the compressed air ".
Proc. Instr. Mech. Engrs. 1970-71 - Vol 18566/71.

[5] G. SHERER et L.A. TRANIE
" Réduction de la pollution par combustion d'émulsions fuel-eau ".
The combustion institut section Française - Réunion des 9 - 10 Septembre 1971.

[6] R. HELION et M. BOUSSICAUD
" Procédés nouveaux de combustion des fuels en émulsions avec l'eau ".
Equipement thermique automatique - Décembre 1970.

[7] J.E. NICKOLLS
" Inlet manifold water injection for control of nitrogen oxydes theory and experiment ".
S.A.E. n° 690018 - mars 1969.

[8] GOODGER
" Water injection in the normally aspirated piston engine ".
The college of Aeronautics - Cranfield n° 78 - Mars 57 .

[9] W.F. MARSCHALL et R.W. HURN
" Modifying Diesel engine operating parameters to reduce emissions ".
Bureau of mines US Departement of the interieur, Rapport 7579 de 1971.

...../

[10] P.M. TORPEY et M. WRIGHT
" Experiment in the control of Diesel emissions ".
I.M.E. Paper C 124/71 - Novembre 1971.

[11] C.J. WALDER
" Reduction of emission from Diesel engines "
S.A.E. trans. 730214 - Janvier 1973.

[12] E. VALDMANIS et D.E. WULFHORST
" The effects of emulsifid fuels and water induction on Diesel Combustion ".
S.A.E. trans. n° 700736 - Janvier 1970.

[13] W. M. SCOTT
" Recent developments in Diesel engine recherch at the RICARDO laboratories "
Revue Entropie n° 48 - Nov - Dec. 1972.

[14] W. HÜHN
" Formation des suies dans la combustion Diesel et possibilités de sa réduction ".
M.T.Z. n° 3 - 1970, p. 109.

[15] J. ABTHOFF et H. LUTHER
" Measurement variation of the emissions of oxides of nitrogen from internal combustion engines by measures to the engine and by ancillary devices ".
Combustion Engines Research Association - Frankfurt/mai 1968.

[16] A. VOINOV
" Processus de combustion dans les moteurs à piston rapide ".
Traduction de R. VICHNIEVSKY.

[17] A. AHMED
" Contribution à l'étude des chambres de combustion des moteurs à allumage par compression ".
Thèse de Docteur-Ingénieur - Paris 1972.

[18] B. KODJA
" Contribution à l'étude des échanges thermiques dans les moteurs alternatifs".
Thèse de Docteur ès Sciences Appliquées - Paris 1966.

[19] V.I. SMAÏLIS
" Diesels à faible toxicité ".
Leningrad 1972, Document. Laboratoire de Mécanique Physique, St-Cyr-l'Ecole.
Traduction R. VICHNIEVSKY.

...../

[20] B. LEWIS et G. ELBE
" Combustion, flammes et explosions dans les gaz ".
Academic press, New York.

[21] A. URLAUB
" Investigations into the question of exhaust gas odour from direct injection Diesel Engines ".
Congrès du SIMAC, Barcelone, Avril 1975, p. 239.

[22] I.M. KHAN, G. GREEVES, et C.H.T. WANG
" Facteurs affecting smoke and gaseous emissions from direct injection engines and a method of calculation ".
S.A.E. trans. 730169, janvier 1973.

[23] T. SINGH et R.F. SAWYER
" Thirteenth symp. Interm. on Combustion ".
The Combustion Institute, Pittsburgh, 1971, p. 403.

[24] G.S. SPRIGER et D.S. PATTERSON
" Engine emissions, polluant formation and measurement ".
Academic pres., New-York.

[25] G. DESOETTE et A. FEUGIER
" Connaissances actuelles sur les mécanismes de la formation des principaux polluants dus à la combustion ".
Rapport I.F.P. n° 20 - 679 - Octobre 1972.

[26] FEUGNIER
" Le carbone suie dans les flammes ".
Revue de (I.F.P.), novembre 1969.

[27] A. W. CAREY
" Smoke reduction in Diesel engines ".
S.A.E. n° 670224, février 1967.

[28] I.M. KHAN, C.H.T. WANG, et B.E. LANGRIDGE
" Coagulation and combustion of soot particules in Diesel Engines.
Combustion and flamme, 17 (1971), pp. 409 - 419.

[29] N.A. HENEIN et J.A. BOLT
" The effect of some fuel and engine facteurs on Diesel smoke.
S.A.E. trans. 690557 - Août 1969.

..../

[30] G.M. CONNEL
" Oxydes of nitrogen in Diesel engine exhauste gas : Their formation and control "
I.M.E. N° P 38/64.

[31] P. EYZAT et J.C. GUIBET
" Etude théorique et expérimentale de la formation des oxydes d'azote dans les moteurs à combustion interne ".
I.F.P. Vol. XXII - n° 4 Avril 1967.

[32] B. SALE et M. PRIGENT
" Les procédés de réduction de la pollution par les moteurs à allumage commandé ".
Communication C.L.E.S.I.A. 1972.

[33] G.A. LAVOIE, J.B. HEYWOOD, et J.C. KECK
" Experimental and theoretical study of nitric oxyde formation in Internal combustion engines ".
Combustion Science Technology, Vol. 1 (1970), P. 313.

[34] H.K. NEWHALL, et S.M. SHAHED
" Kinetics of nitric oxyde formation in high-pressure flames ".
Thirteenth symposium (International) on combustion, The Combustion Institute, 1971, P. 381.

[35] C.P. FENIMORE
" Formation of nitric oxyde in premixed hydrocarbon flames ".
Thirteenth symposium (International) on combustion, The Combustion Institute, 1971, P. 373.

[36] P.L. BAULCH
" High temperature reaction rate Data ".
Publication N° 4, Dept, of Physical Chemistry, The University, Leeds, England, Décembre 1969.

[37] H. CAKIR
" Nitric oxide formation in Diesel engines ".
I.M.E. mai 1974, Proc. 1974, n° 46/74, P. 477.

[38] S.M. SHAHED, W.S. CHIU et Y.S. YUMLU
" A preliminary model for the formation of nitric oxide in direct injection diesel engines and its application in parametric studies ".
S.A.E. n° 730083, janvier 1973.

...../

[39] K.L. WARY et J.D. TEARE
" Shock tube study of the kinetics of nitric oxide at high temperature ".
Chem. Phys. 1962 - 36 (N° 10).

[40] R. VICHNIEVSKY
" Etude de la combustion au moyen de diagrammes entropie énergie interne et de diagrammes QT généralisés ". 1944.

[41] L. CHARPENET et R. PONSONNET
" Teneurs en oxydes d'azote dans les produits de combustion d'un moteur à gaz à allumage commandé ".
Entropie n° 54 Novembre - Déc. 1973.

[42] G. MERCIER
" Formation et moyens de réduction des polluants dans les moteurs Diesel "
Journée d'étude de (S.I.C.F.), Paris 9 novembre 1972.

[43] M. BODENSTEIN
" Toxicité des moteurs à combustion interne et moyens de sa réduction ".
C.N.I.T.A. Mars 1962.

[44] A. SIMKO, M.A. CHOMA, et L.L. REPKO.
" Exhaust emission control by the Ford programmed combustion process ".
Automotive Engineering Congress. Detroit, Mich., 10 - 14 Jan. 1972.

[45] J. BAUDRY
" La recherche de procédés permettant de réduire les émissions de polluants, par action sur la combustion ".
I.F.P. Vol. XXIV, N° 12 - Décembre 1969.

[46] BECHER
" Emulsion, theory and practice ".
Reinhold Publishing corporation, 1965.

[47] S. KARAUSE, D. MERRION, et G. GREEN
" Effet of inlet air humidity and temperature on Diesel exhaust emissions ".
S.A.E. trans. n° 730213 de janvier 1973.

[48] P. EYZAT et J.C. GUIBET
" Etude de l'inflammation dans les moteurs Diesel ".
Revue de l'I.F.P. n° 12 décembre 1967, P. 1856.

..../

[49] N.A. HENEIN et J.A. BOLT.
" Ignition delay in Diesel engines "
S.A.E. n° 670007, janvier 1967.

[50] N.A. HENEIN et J.A. BOLT
" Correlation of air charge temperature and ignition delay of several fuel in a Diesel engine ".
S.A.E. n° 690252, janvier 1969.

[51] A. ANDREE et S.J. PACHERNEGG
" Ignition conditions in Diesel engines "
S.A.E. n° 690253, Janvier 1969.

[52] C.W. CHIANG, P.S. MYERS, et O.E. UYEHARA
" Physical and chimical ignition delay in an operating Diesel engine using ".
S.A.E. volume 68, 1960.

[53] P.S. PEDERSEN et B. QVALE
" A model for the physical part of the ignition delay in a Diesel Engine ".
S.A.E. n° 740716, septembre 1974.